Наука и Образование
МГТУ им. Н.Э. Баумана
Сетевое научное издание
ISSN 1994-0448

Наука и Образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2014. № 10. С. 1–14.

DOI: 10.7463/1014.0730708

Представлена в редакцию: 30.06.2014

© МГТУ им. Н.Э. Баумана

УДК 621.73.06; 621.97.06; 51-74

О волновых напряжениях в штоках шаботных молотов

Синицкий В. М.[1], **Иванов А. В.**[1,*]

*avivanov1969@gmail.com

[1]МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Рассмотрен аналитический метод определения продольных напряжений в штоках шаботных молотов при жестком ударе падающих частей. Предложена расчетная схема падающих частей молотов и аналитический метод анализа, основанный на преобразовании Лапласа волнового уравнения, позволяющий определять изменение относительных деформаций и напряжений во времени в штоке в месте его заделки в бабе молота при жестком ударе падающих частей. Представленный подход расчета напряжений может быть с успехом применен для выбора оптимальных масс и геометрических параметров штока и поршня при жестком ударе без демпфирования и с учетом рассеивания энергии. Приведен пример расчета волновых напряжений в штоке шаботного гидравлического молота.

Ключевые слова: Шток молота, волновые напряжения, волновое уравнение, преобразование Лапласа, демпфирование колебаний

Введение

При эксплуатации шаботных молотов (ШМ) возникают жесткие соударения штамповой оснастки и, как следствие, практически мгновенные, ударные остановки движения падающих частей молота (рис. 1).

Такие режимы работы сопровождаются ускоренными по времени эксплуатации поломками штоков [1]. Это связано с тем, что слабым элементом типовых ШМ является узел соединения штока с бабой. При повышении жёсткости ударов, особенно на конечных операциях штамповки, стойкость такого соединения резко уменьшается. По данным некоторых предприятий средний срок службы штока паровоздушных молотов составляет три месяца. Многие исследователи указывают, что в 95% случаев поломки штока происходят в зоне запрессовки хвостовика, примерно на расстоянии 200 мм от верхней границы заделки штока в бабе, или в ее конусе, в остальных случаях шток разрушается около места посадки в поршень [1…4].

Вопросу повышения стойкости штоков, как одному из основных факторов определяющих долговечность работы молотов, посвящено значительное количество исследований.

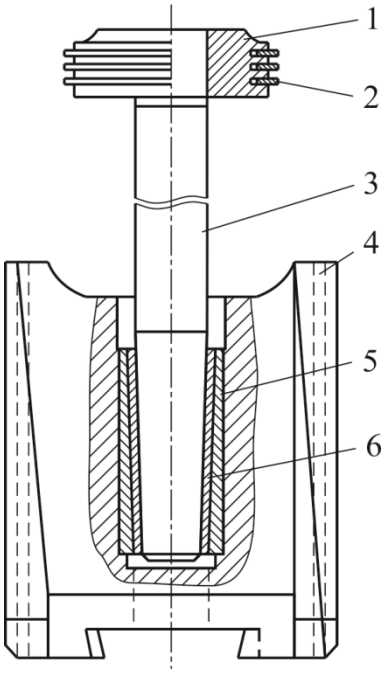

Рис. 1. Схема типового узла падающих частей паровоздушного молота [1]:1 – поршень; 2 – поршневые кольца; 3 – шток; 4 – баба молота; 5 – чугунная втулка; 6 – латунная прокладка

Методы расчета осевых напряжений, основанные на энергетической теории, были предложены А.П. Гавриленко, С.В. Порецким, А.А. Прозоровым, В.Г. Березкиным и др. еще в начале XX века. Полученные ими результаты позволяют приближенно оценить уровень напряжений в штоках, при этом исключается возможность выяснения закономерности распространения ударных волн по их длине.

В первой половине XX столетия появляются работы, в которых на смену статическим расчетам осевых напряжений в штоках приходят методы волновой теории. Так в соответствии с волновой теорией удара Е.П.Унксов, Л.М.Тарко, А.А.Старосельский и др. предложили методы расчета осевых напряжений в штоке, рассматривая соударение штока с поршнем о жесткую плиту при отсутствии контактных деформаций в месте заделки штока в бабе. Однако решение по предложенному методу показало, что при скорости удара 6 м/с напряжение в штоке равно 750 МПа и не зависит от массы поршня. При сравнении данного значения напряжений с пределом прочности сталей, применяемых для штоков, оказывается, что несущая способность материала почти исчерпана и возможно разрушение штока даже при единичном ударе падающих частей.

Проведенные экспериментальные исследования (Е.П.Унксов, Б.В.Иванов, К.В.Семенов, О.Г.Власов и др.) показали, что жесткий центральный удар падающих частей вызывает осевые напряжения примерно в три раза меньше расчетных значений [3]. Такое расхождение теории и эксперимента связано, прежде всего, с неправильной постановкой задачи. По этому вопросу, Е.П.Унксов высказал мысль о том, что заделка штока в бабе не является жесткой и возможно его смещение (без скольжения) при ударе. Кроме того, он допустил потерю кинетической энергии штока с поршнем вследствие

контактной деформации соединения бабы с верхним штампом, нижнего штампа и соублока. Это обстоятельство, если его учесть, позволит понизить уровень осевых напряжений в штоке при ударе.

В этом плане особый интерес представляют работы [3, 4], в которых на основе волновой теории предложены подходы по расчету осевых напряжений в штоке с учетом податливости падающих частей. Предложенные методы, с учетом принятых допущений, позволили установить закономерности распространения ударных волн по длине штока.

Рассмотренные работы отличаются методическими подходами к решению задачи, однако, по видимому, наиболее совершенными следует считать численные методы анализа, тем более, что расчет деформаций и волновых напряжений в бабе и штоке молотов, возникающих при ударе, с учетом реального взаимодействия элементов падающих частей молота, является сложной задачей. В работе [5] показано решение задачи определения продольных и изгибных напряжений в штоке молота на основе метода конечных элементов. При этом было установлено влияние на величину продольных и изгибающих напряжений эксцентриситета приложения нагрузки, начального несовершенства геометрии штока и массово-геометрических характеристик штока с учетом контактного взаимодействия штока с бабой молота.

Широкое применение в инженерной практике нашли вариационные, разностные, интегральные и др. методы численного анализа задач [6, 7]. Однако численное решение подразумевает наличие специализированных программ, требует от исследователя определенных навыков в постановке и формализации задачи и является достаточно трудоемким.

Тем не менее, для оценки оптимальных массово-геометрических характеристик поршня-штока-бабы нет необходимости численно моделировать задачу ударного нагружения падающих частей, так как существуют альтернативные, достаточно эффективные и практичные аналитические методы решения дифференциальных уравнений и их систем, описывающих поведение элементов падающих масс при ударе. Одним из путей решения дифференциальных уравнений является метод, основанный на преобразованиях Лапласа [8].

Рассмотрим порядок составления и решения операторным методом дифференциальных уравнений, описывающих волновые процессы распространений деформаций и напряжений в штоке молотов при жестком ударе и с учетом демпфирования соединения штока с бабой. При этом определим влияние масс поршня и штока, а также механических и геометрических характеристик штока на уровень напряжений в заделке штока в бабе молота.

Влияние демпфирования на волновые процессы

Рассмотрим влияние демпфирования на возбуждение волновых напряжений в штоке. В этом случае расчетная схема задачи будет иметь вид, представленный на рис. 2.

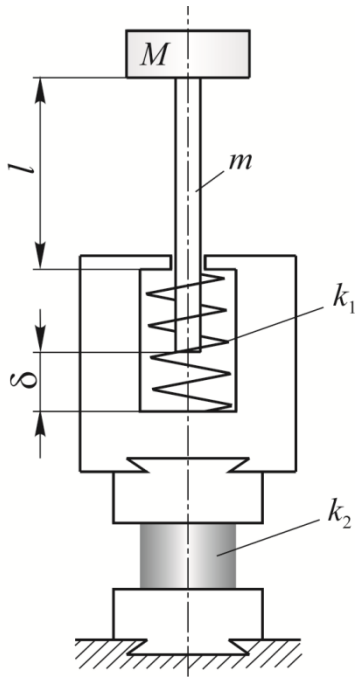

Рис. 2. Расчетная схема демпфирования при ударе

Суммарная масса поршня и штока может рассматриваться как сосредоточенная, воздействующая на пружинный демпфер жесткостью k_1. Потерями на трение пренебрегаем. Ход демпфера до упора равен δ. Уравнение колебаний массы $M+m$ (M – масса поршня, m – масса штока) будет подчиняться уравнению:

$$(M+m)\frac{d^2x}{dt^2}+k_1x=0, \tag{1}$$

с начальным условием:

при $t=0$ $\qquad \dfrac{dx}{dt}=V$.

Решение дифференциального уравнения (1) выполняется операторным методом путем преобразования по Лапласу [8]. В операторном виде уравнение (1) с учетом начальных условий записывается как $p^2\bar{x}+\dfrac{c}{M+m}\bar{x}=V$, откуда изображение функции $x(t)$ выражается в виде:

$$\bar{x}=\frac{V}{p^2+\dfrac{k_1}{M+m}}. \tag{2}$$

Оригинал функции $x(t)$ определяется из (2) с помощью обратного преобразования Лапласа и окончательно формула для определения перемещения штока будет иметь вид:

$$x=V\sqrt{\frac{M+m}{k_1}}\sin\sqrt{\frac{k_1}{M+m}}t. \tag{3}$$

Скорость перемещения штока определим продифференцировав (3):

$$\frac{dx}{dt} = V\cos\sqrt{\frac{k_1}{M+m}}t\,.$$

Таким образом, напряжения в штоке в момент выбора хода демпфера, т.е. при $x = \delta$ будут равны $\sigma = \frac{k_1\delta}{F}$, а время окончания демпфирования $t_1 = \frac{\pi}{2}\sqrt{\frac{M+m}{k_1}}$.

Анализ полученных результатов показывает, что достаточно эффективным методом практического повышения долговечности штоков является способ амортизации ударной нагрузки на шток путем введения в месте его соединения с бабой демпфирующих устройств в виде эластичной "прокладки" той или иной конструкции или гидравлических амортизаторов. Влияние демпфера приводит к изменению фронта волны, он становится пологим. Уменьшение контактной жесткости k_1 позволяет уменьшить скорость перемещения штока относительно бабы молота, увеличить время окончания демпфирования, и уменьшить напряжения в штоке в момент выбора свободного хода демпфера. Более того, происходит "вырождение" волновых колебаний, распространяющихся вдоль штока, в периодические колебания напряжений по всем сечениям штока в общей фразе с периодом $T_1 = 2\pi\sqrt{\frac{M+m}{k}}$. Однако в момент времени $t_1 = \frac{\pi}{2}\sqrt{\frac{M+m}{k_1}}$ происходит окончание фазы демпфирования и "жесткое" соударение штока и бабы, и начинаются волновые процессы, рассмотренные ниже. Положительная роль демпфера сводится к тому, что первоначальная скорость V уменьшается до величины $V_д = \sqrt{V^2 - \delta^2\frac{k}{M+m}}$ и тем самым сокращаются амплитуды волновых напряжений.

На практике часто применяется самое простое демпфирующее соединение – посадка конусного конца штока в бабе через промежуточную чугунную втулку со щелевыми отверстиями, внутренняя расточка которой контактирует с конусообразным посадочным концевым участком штока, а наружная, через латунную прокладку, с цилиндрической расточкой, выполненной в корпусе бабы молота (см. рис. 1). Деформация этой втулки частично поглощает энергию удара, в то же время увеличивается время развития соударения, в течение которого шток перемещается относительно бабы.

Подобную роль играет и силовое нагружение поковки, главным образом при постепенном подъеме силы деформирования. В этом случае скорость соударения штока относительно бабы при наличии демпфера будет уменьшаться на величину скорости самой бабы. Очевидно, что при жесткостях демпфера k_1 и условной жесткости поковки k_2, жесткость системы в целом будет определяться из соотношения $k = k_1k_2/(k_1 + k_2)$.

В связи с этим, наиболее нагруженные условия работы наблюдаются при штамповочных операциях и калибровке, где требуется наибольшая энергия удара для деформирования, а штампы при этом практически смыкаются.

Таким образом, установлено, что самое неблагоприятное нагружение штока наблюдается в момент выборки хода демпфера, когда наступает фаза "жесткого" нагружения (рис. 3). При этом скорость перемещения штока с поршнем будет равна $V_д$, величина которой отличается от начальной скорости удара не более чем на 5%.

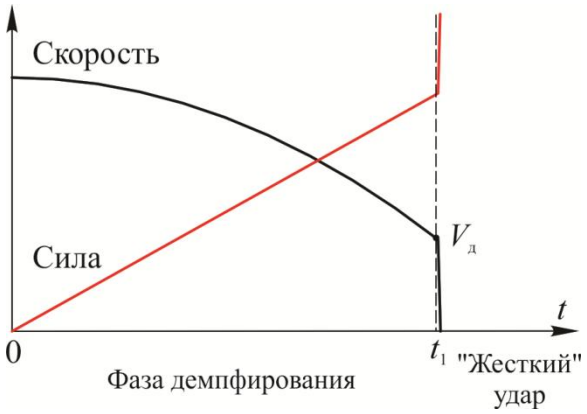

Рис. 3. Изменения скорости штока и силы действующей на шток на фазе демпфирования и в конце фазы демпфирования и начале "жесткого" удара

На основании этого исследуем распространение продольных напряжений в штоке на фазе жесткого удара при скорости удара V .

Жесткий удар без учета демпфирования

Принимается, что заделка штока в бабе является абсолютно жесткой, что дает полное основание для сопоставимости напряжений, вызываемых воздействием составных падающих частей – штока и поршня. Влияние потери устойчивости штока при изгибе и внецентренного нагружения по отношению к штоку молота при ударе не рассматривается.

Расчетная схема падающих частей молота изображена на рис. 4. Считается, что шабот, промежуточная плита, нижний штамп абсолютно жесткие тела и не перемещаются при ударе.

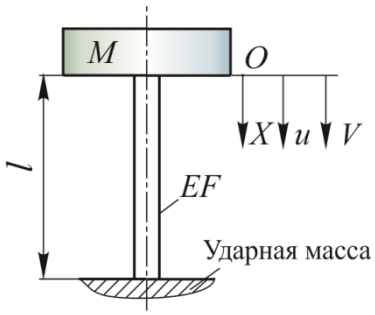

Рис. 4. Расчетная схема падающих частей молота: M – масса поршня; l, F – длина и площадь поперечного сечения штока; E – модуль Юнга материала штока; V – скорость поршня и штока в момент удара

Задача распространения ударной волны в штоке будет одномерной, а волновое уравнение, описывающее движение распределенной массы штока, будет записываться относительно направления движения поршня, т.е. в направлении оси OX:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2}\frac{\partial^2 u}{\partial t^2}, \tag{4}$$

где u – смещение точек (сечений) штока вдоль оси OX, м; x – координата сечений штока, м; $c = \sqrt{E/\rho}$ – скорость распространения ударной волны (звука) в материале штока, м/с; E – модуль Юнга материала штока, Па; ρ – плотность материала штока, кг/м^3.

Начальные условия задачи:

при $t = 0$ $$\frac{\partial u}{\partial t} = V, \tag{5}$$

где V – скорость штока и поршня в момент удара, м/с.

Граничные условия:

при $x = 0$, т.е. в месте соединения штока с поршнем, сила, действующая на поршень, равна относительному смещению сечения штока, умноженному на его площадь и модуль упругости, и в свою очередь оказывается равной силе, определяемой вторым законом Ньютона, т.е.

при $x = 0$ $$M\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = -EF\frac{\partial u}{\partial x}; \tag{6}$$

при $x = l$, т.е. в месте заделки штока в бабе молота, смещение конечного сечения штока равно нулю, т.е.

при $x = l$ $$u = 0. \tag{7}$$

Решение волнового уравнения (4) выполняется операторным методом путем преобразования по Лапласу.

В этом случае преобразованное уравнение (4) с начальным условием (5) и граничными условиями (6) и (7) будет иметь вид:

$$\frac{d^2\bar{u}}{dx^2} - \frac{p^2}{c^2}\bar{u} = -\frac{V}{c^2}; \tag{8}$$

$$Mp^2\bar{u} = -EF\frac{d\bar{u}}{dx} \text{ (при } x = 0); \tag{9}$$

$$\bar{u} = 0 \text{ (при } x = l), \tag{10}$$

где p – оператор Лапласа; $\bar{u}$ – преобразованное по Лапласу смещение сечения штока.

Правая часть уравнения (8) соответствует начальному условию движения со скоростью V.

Опуская промежуточные выкладки покажем, что решение системы уравнений (8-10) для относительной степени деформации штока в заделке примет вид:

$$\left.\frac{d\bar{u}}{dx}\right|_{x=l}=\frac{-\frac{V}{p^2}+\frac{MVc}{EFp}sh\frac{p}{c}l}{ch\frac{p}{c}l-\frac{Mcp}{EF}sh\frac{p}{c}l}\frac{p}{c}sh\frac{pl}{c}+\frac{\frac{MVc}{EFp}-\frac{MVc}{EFp}ch\frac{p}{c}l}{ch\frac{p}{c}l-\frac{Mcp}{EF}sh\frac{p}{c}l}\frac{p}{c}ch\frac{pl}{c}. \qquad (11)$$

Оригинал выражения (11) (заменив символ " p " на " λ ") определяется посредством применения теоремы обращения [10]. Тогда находим, что решение уравнения (4) для степени деформации штока в заделке будет представлено в виде бесконечного ряда относительно λ_n:

$$\left.\frac{du}{dx}\right|_{x=l}=-\frac{2V}{c}\sum_{n=1}^{\infty}\frac{\sin(\lambda_n)\sin\left(\lambda_n\frac{ct}{l}\right)}{\lambda_n\left[\left(1+\frac{Mc^2}{EFl}\right)\sin(\lambda_n)+\lambda_n\cos(\lambda_n)\right]}- \\ -\frac{2MVc}{EFl}\sum_{n=1}^{\infty}\frac{(1+\cos(\lambda_n))\sin\left(\lambda_n\frac{ct}{l}\right)}{\left(1+\frac{Mc^2}{EFl}\right)\sin(\lambda_n)+\lambda_n\cos(\lambda_n)}. \qquad (12)$$

Значение λ_n определяется из трансцендентного частотного уравнения, определяющего собственные колебания системы:

$$tg(\lambda_n)=\frac{EFl}{Mc^2\lambda_n},\quad \text{или}\quad ctg(\lambda_n)=\frac{Mc^2}{EFl}\lambda_n, \qquad (13)$$

графически или численными методами.

По закону Гука, для определения выражения зависимости напряжений в штоке от времени, достаточно (12) умножить на модуль упругости первого рода. В результате получается выражение:

$$\sigma|_{x=l}=E\left.\frac{du}{dx}\right|_{x=l}=-\frac{2EV}{c}\sum_{n=1}^{\infty}\frac{\sin(\lambda_n)\sin\left(\lambda_n\frac{ct}{l}\right)}{\lambda_n\left[\left(1+\frac{Mc^2}{EFl}\right)\sin(\lambda_n)+\lambda_n\cos(\lambda_n)\right]}- \\ -\frac{2MVc}{Fl}\sum_{n=1}^{\infty}\frac{(1+\cos(\lambda_n))\sin\left(\lambda_n\frac{ct}{l}\right)}{\left(1+\frac{Mc^2}{EFl}\right)\sin(\lambda_n)+\lambda_n\cos(\lambda_n)}. \qquad (14)$$

Анализ выражения (14) показывает, что на уровень напряжений в штоке влияет скорость падающих частей перед ударом. При этом волновые напряжения в месте жесткого крепления штока к бабе изменяются по синусоидальному закону с частотой $\omega=\lambda_n c/l$, т.е. представляют сумму волн с возрастающими частотами, амплитуда которых бесконечно убывает. Обычно значения третьего – четвертого членов ряда (14) на 1-2 порядка меньше первого члена.

Преобразуем множитель $\left(-2EV/c\right)$ выражения (14), умножив числитель и знаменатель дроби на c, и учитывая, что $c^2 = E/\rho$, получим, что он равен $\left(-2\rho Vc\right)$. Заметим, что знаменитая формула Н.Е. Жуковского для прямого гидроудара имеет вид $p_{\text{гу}} = \rho cV$. Следовательно, множитель равен сумме напряжений от прямой и отраженной волн, как это наблюдается при возникновении ударного давления в тупиковом трубопроводе.

Коэффициент $\left(-2MVc/\left(Fl\right)\right)$ преобразуем с учетом того, что объем штока $Fl = m/\rho$, где m – масса штока. Тогда значение коэффициента перепишем в следующем виде:

$$\frac{-2MVc}{Fl} = \frac{-2MV\rho c}{m} = -2\frac{M}{m}p_{\text{гу}}.$$

Отрицательное значение напряжений в штоке показывает, что в первый полупериод колебаний имеет место сжатие. Таким образом, напряжения в заделке штока пропорциональны сумме волновых напряжений от удара собственно штока и поршня, входящих в общую массу системы. Влияние поршня на напряжения в штоке при ударе проявляется в прямой пропорции отношения его массы к массе штока. Периоды волн колебаний $T = 2\pi l/\left(\lambda_n c\right)$ зависят от масс штока и поршня, их соотношения и длины штока.

Изложенные расчеты показывают, что конструктивные мероприятия по уменьшению отношения масс штока и поршня, а также выбору оптимальных геометрических параметров штока положительно влияют на уменьшение амплитудных величин напряжений в штоках, и, как следствие, на повышение долговечности молотов.

Современные конструкции шаботных молотов западных фирм Banning, Eumuco (Германия), KPH, KJH (Чехия) имеют не классический паровой цилиндр привода бабы, а гидравлический [9]. Дело в том, что давление в цилиндре гидравлического молота в 15…20 раз выше, чем в цилиндре паровоздушного молота. В этом случае с применением определенных конструктивных мероприятий удается уменьшить необходимую рабочую площадь поршня, обеспечивающую разгон падающих частей и их подъем, и, следовательно, массу поршня.

Общий подход и последовательность вычислений для определения зависимости напряжений в месте крепления штока к бабе молота рассмотрим на примере работы шаботного гидравлического молота (ГШМ) с неподвижной перед ударом станиной фирмы KPH типа KPH-500. Исходные данные для расчета приведены в табл. 1.

Таблица 1. Параметры падающих частей молота KPH-500

	Масса, кг	**Длина, мм**	**Площадь поперечного сечения, мм^2**	**Модуль Юнга, МПа**	**Плотность, кг/м^3**	**Скорость падающих частей, м/с**
Поршень	20					6
Шток	85	1400	7854	$2\cdot10^5$	7800	

На основании заданных величин плотности материала штока и модуля упругости первого рода определим скорость звука в материале:

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11}}{7800}} = 5063{,}7 \text{ м/с}.$$

После этого определим λ_n из решения частотного уравнения (13) для шести первых членов ряда, т.е. $n = 6$. Графики функций левой и правой части уравнения (13) показаны на рис. 5.

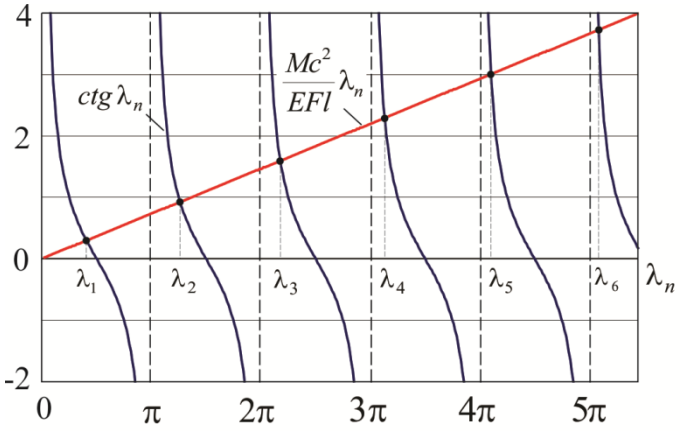

Рис. 5. Графическое определение корней уравнения (13)

Для заданных условий значения корней уравнения (13) будут равны: $\lambda_1 = 1{,}28;\ \lambda_2 = 3{,}96;\ \lambda_3 = 6{,}84;\ \lambda_4 = 9{,}83;\ \lambda_5 = 12{,}88;\ \lambda_6 = 15{,}97$.

Далее по выражению (14) определяем зависимость продольных напряжений в штоке в месте его заделки в бабе от времени (рис. 6).

Анализ полученных результатов показывает, что при жестком ударе при заданных условиях напряжения растяжения - сжатия в штоке достигают величины 350 МПа. При этом, как и ожидалось, в первый полупериод колебаний в штоке действуют продольные сжимающие напряжения.

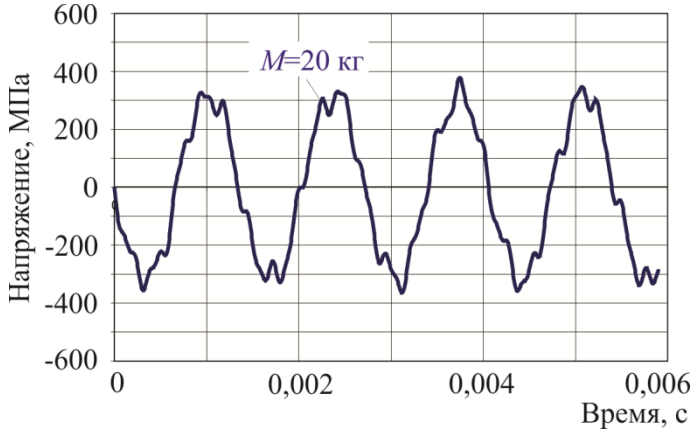

Рис. 6. Зависимость продольных напряжений в штоке в месте его заделки в бабе от времени при массе поршня 20 кг

Для сравнения покажем, как будут меняться напряжения в штоке, если масса поршня станет равной 50 кг. На рис. 7 показаны графики изменения продольных колебаний в штоке молота КРН-500 при массе поршня 20 кг и 50 кг.

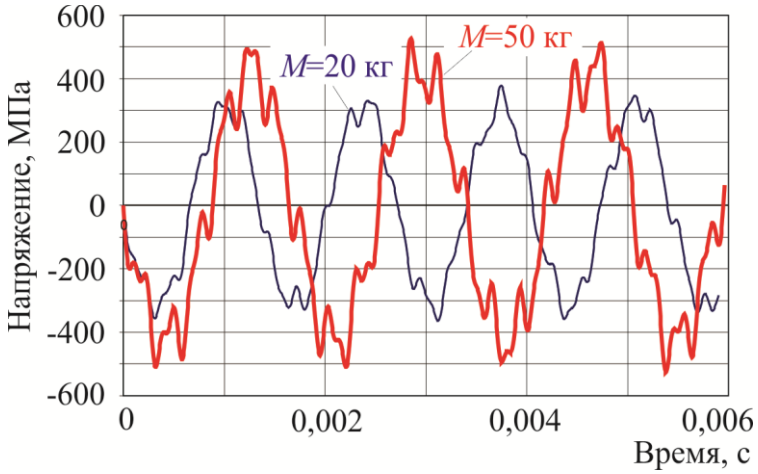

Рис. 7. Зависимость продольных напряжений в штоке в месте его заделки в бабе от времени при массе поршня 20 кг и 50 кг.

Анализ графиков рис. 7 показывает, что с увеличением массы поршня увеличивается и амплитуда продольных напряжений в штоке. Так при массе поршня 20 кг напряжения растяжения - сжатия в штоке достигают 350 МПа, а при массе 50 кг – 550 МПа. При увеличении массы поршня меняется и характер колебаний – становится существенным влияние высокочастотной составляющей, частота колебаний уменьшается.

Заключение

В итоге можно отметить, что:

1) предложенные расчетная схема падающих частей молотов и аналитический метод анализа, основанный на преобразовании Лапласа, позволяют определять изменение относительных деформаций и напряжений в штоке в месте его заделки в бабе молота во времени при жестком ударе падающих частей;

2) представленный в работе метод расчета напряжений может быть с успехом применен для выбора оптимальных масс и геометрических параметров штока и поршня при жестком ударе без демпфирования и с учетом рассеивания энергии до момента жесткой остановки падающих частей молота.

Список литературы

1. Бочаров Ю.А. Кузнечно-штамповочное оборудование: учеб. для студ. высш. учеб. заведений. М.: ИЦ «Академия», 2008. 480 с.
2. Пойменов И.А. Анализ изломов разрушенных штоков штамповочных молотов // Кузнечно-штамповочное производство. 1969. № 11. С. 21-26.

3. Коган М.С., Утробин В.И., Власов О.Г. и др. Исследование напряжений в штоке штамповочного молота м.п.ч. 16 // Кузнечно-штамповочное производство. 1975. № 11. С. 30-35.
4. Бочаров Ю.А., Власов О.Г., Коган М.С. и др. Проблемы совершенствования штамповочных молотов // Кузнечно-штамповочное производство. 1975. № 2. С. 30-32.
5. Бурмистров С.Б. Разработка методики проектирования механической системы штамповочного молота по техническим параметрам штамповки: дис. … канд. техн. наук. М., 1990. 179 с.
6. Hong Yan, Zhi Min Huang. Numerical Simulation of Hammer Forging Process for Inconel 718 // Advanced Materials Research. 2011. Vol. 383-390. P. 697-712. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.383-390.697
7. Санкин Ю.Н., Юганова Н.А. Динамическая модель заготовки при проектировании ковочных молотов // Прикладная математика и механика: сб. науч. тр. Ульяновск: УлГТУ, 2011. С. 458-464.
8. Пантелеев А.В. Теория функций комплексной переменной и операционное исчисление в примерах. М.: Высшая школа, 2001. 376 с.
9. Машиностроение. Энциклопедия. В 40 т. Т. IV-4. Кузнечно-штамповочное оборудование. Литейное производство / под ред. Ю.А. Бочарова. М.: Машиностроение, 2005. 926 с.

.

Science & Education of the Bauman MSTU
Electronic journal
ISSN 1994-0448

Science and Education of the Bauman MSTU, 2014, no. 10, pp. 1–14.

DOI: **10.7463/1014.0730708**

Received: 30.06.2014

© Bauman Moscow State Technical Unversity

On the Wave Stresses in the Rods of Anvil Hammers

V.M. Sinitskiy[1], A. V. Ivanov[1,*]

*avivanov1969@gmail.com

[1]Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: rod of anvil hammer, wave stresses, wave equation, LT (Laplace transform), oscillation damping

With operating anvil hammers, there are rigid impacts of die tools, and as a result, almost instantaneous impact stops of the falling parts of hammer. Such operating conditions lead to the accelerated breakdowns of rods because of significant wave stresses arising in them. Common differential and integral methods to estimate wave stresses are widespread in engineering practice. However, to use them a researcher has to possess certain skills and special software. We consider the method for estimating the wave stresses in the rods of anvil hammers based on Laplace transforms (LT) of wave equation. The article shows a procedure to set up and solve differential wave equations by operator method. These equations describe the wave propagation process of strains and stresses in the rods of anvil hammers with rigid impact and taking into account a damping rod connection with the head of hammer. The method takes into consideration an influence of both piston and rod weights and of mechanical and geometrical characteristics of rod on the stress value in the placement of rod in hammer head. Results analysis shows that a sufficiently efficient method for practical improving the durability of rods is the method of damping impact load on the rod through setting the damping devices in the form either of elastic "pad" of one or another design or of hydraulic shock absorbers in the placement of its connection with the hammer head. In this case there is a change of the wave front, it becomes flatter. It is shown that the stresses in the rod are proportional to the amount of wave stresses because of the own impact of rod and piston, which make a total weight of the system. Effect of piston weight on the stresses value at the rod during impact is directly proportional to the ratio of its weight to the rod weight. The geometric parameters of rod and the speed of the falling parts before the impact also influence on the value of stresses in the rod.

The represented method of the stresses analysis can be successfully applied to the selection of optimal weights and the geometric parameters of the piston and rod during rigid impact of falling parts without damping and taking into account the energy dissipation until the stiff stop of falling parts of the anvil hammer.

References

1. Bocharov Iu.A. *Kuznechno-shtampovochnoe oborudovanie* [Forging and stamping equipment]. Moscow, ITs “Akademiia” Publ., 2008. 480 p. (in Russian).
2. Poimenov I.A. Analysis of fractures of destroyed rods of forging hammers. *Kuznechno-shtampovochnoe proizvodstvo*, 1969, no. 11, pp. 21-26. (in Russian).
3. Kogan M.S., Utrobin V.I., Vlasov O.G., et al. Stress analysis in the rod of forging hammer MPC 16. *Kuznechno-shtampovochnoe proizvodstvo*, 1975, no. 11, pp. 30-35. (in Russian).
4. Bocharov Iu.A., Vlasov O.G., Kogan M.S., et al. Problems of improving forging hammers. *Kuznechno-shtampovochnoe proizvodstvo*, 1975, no. 2, pp. 30-32. (in Russian).
5. Burmistrov S.B. *Razrabotka metodiki proektirovaniia mekhanicheskoi sistemy shtampovochnogo molota po tekhnicheskim parametram shtampovki. Kand. diss*. [Development of methodology for the design of a mechanical system of stamping hammer by stamping specifications. Cand. diss.]. Moscow, 1990. 179 p. (in Russian).
6. Hong Yan, Zhi Min Huang. Numerical Simulation of Hammer Forging Process for Inconel 718. *Advanced Materials Research*, 2011, vol. 383-390, pp. 697-712. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.383-390.697
7. Sankin Iu.N., Iuganova N.A. Dynamic model of the workpiece when designing forging hammer. *Prikladnaia matematika i mekhanika: sb. nauch. tr*. [Applied mathematics and mechanics: collection of scientific papers]. Ul'ianovsk, UlSTU Publ., 2011, pp. 458-464. (in Russian).
8. Panteleev A.V. *Teoriia funktsii kompleksnoi peremennoi i operatsionnoe ischislenie v primerakh* [Theory of functions of a complex variable and operational calculus in examples]. Moscow, Vysshaia shkola Publ., 2001. 376 p. (in Russian).
9. Bocharov Iu.A., ed. *Mashinostroenie. Entsiklopediia. V 40 t. T. 4-4. Kuznechno-shtampovochnoe oborudovanie. Liteinoe proizvodstvo* [Mechanical Engineering: Encyclopedia. In 40 vols. Vol. 4-4. Forging and stamping equipment. Foundry]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2005. 926 p. (in Russian).