

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОВРЕЖДЕНИЯ ШАТУНА ПРИ ПОСТУПЛЕНИИ ЖИДКОСТИ В ЦИЛИНДР ДВС

Хрулев А. Э.<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Международное моторное бюро

**Аннотация.** Рассмотрены закономерности деформации стержня шатуна в процессе сжатия воздуха с жидкостью в цилиндре ДВС. Выполнено моделирование процесса сжатия с жидкостью, получена зависимость давления в цилиндре и деформации шатуна от степени заполнения камеры сгорания жидкостью. Проведено численное интегрирование системы дифференциальных уравнений, описывающих изменение давления и температуры воздуха с жидкостью в цилиндре по углу поворота коленчатого вала, определена зависимость максимального давления в цилиндре и деформации шатуна от заполнения камеры сгорания жидкостью. Для найденных деформаций выполнено моделирование осевого сжатия стержня шатуна с помощью метода конечных элементов, определены форма стержня и напряжения, установлена зависимость продольного изгиба от осевого сжатия стержня. Результаты моделирования сопоставлены с экспериментальными данными по повреждению шатунов в эксплуатации ДВС, а также с результатами расчетов напряжений с помощью классических методов, обоснована возможность практического применения моделирования повреждений при исследовании причин неисправности двигателей.

**Ключевые слова:** двигатель внутреннего сгорания, шатун, гидроудар, устойчивость, деформация.

### Вступление

Практика эксплуатации двигателей внутреннего сгорания различных типов транспортных средств показывает, что при определенных условиях в цилиндр ДВС могут попадать различные жидкости – вода, моторное масло, топливо, охлаждающая жидкость [1,2]. Это вызывает явление, получившее название "гидроудар", при котором в цилиндре на такте сжатия за счет замещения части воздуха несжимаемой жидкостью резко возрастает давление, что нередко вызывает повреждения деталей шатунно-поршневой группы (рис.1).

### Анализ публикаций

Поскольку гидроудар одного из перечисленных видов не является редкостью в эксплуатации транспортных средств, исследования признаков, причин и причинно-следственных связей данного явления оказываются достаточно актуальными для практики [3,4]. Однако несмотря на достаточно многочисленные упоминания гидроудара в источниках информации [5,6], описание гидроудара часто ограничивается только кратким упоминанием некоторых его признаков, да и то, в большинстве случаев, неполным, в то время как никаких количественных оценок или характеристик этого явления не приводится.

Кроме того, исследования деформации шатуна, включая случаи потери устойчивости при осевом сжатии [7,8], обычно ограничены только деформацией и не затрагивают в деталях механизма, ее вызывающего [9,10].

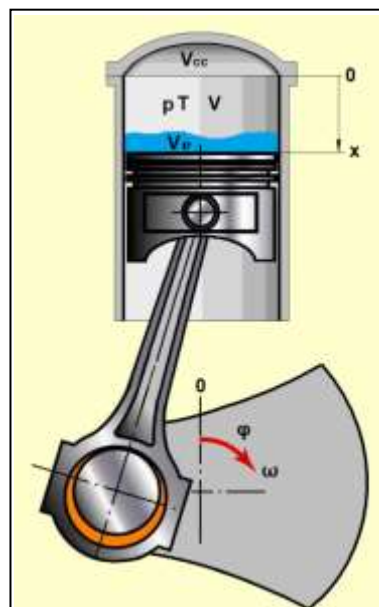


Рис. 1. Схема сжатия воздуха с несжимаемой жидкостью в цилиндре при гидроударе

В результате при исследовании причины неисправности, вызванной гидроударом, не удастся выявить многие особенности этого

явления. Это приводит к тому, что не удается выявить необходимые причинно-следственные связи признаков повреждения данного вида с тем или иным производственным дефектом или эксплуатационным повреждением.

### Цель и постановка задачи

Целью данной работы является исследование закономерностей гидроудара в цилиндре ДВС с целью выявления количественных характеристик этого явления.

Для достижения поставленной цели необходимо разработать расчетную модель и определить влияние количества жидкости на давление воздуха при сжатии в цилиндре. Далее следует выполнить моделирование деформации деталей под действием давления, чтобы связать ее с количеством поступившей в цилиндр жидкости.

### Изложение основного материала

Исследование гидроудара целесообразно начинать с определения влияния жидкости на параметры воздуха в цилиндре, для чего следует описать процесс сжатия при условии замещения части объема воздуха жидкостью.

### Математическая модель сжатия воздуха с жидкостью

Для решения задачи необходимо принять упрощающие допущения, которые позволят составить расчетные соответствующие уравнения, но, в то же время, не окажут заметного влияния на результат.

В соответствии с этим были сделаны следующие упрощающие допущения:

- 1) жидкость в цилиндре несжимаема,
- 2) температура и свойства жидкости принимаются неизменными и одинаковыми по всему ее объему и не зависят от температуры и давления воздуха,
- 3) жидкость не подвергается испарению, конденсации, химическим реакциям и иным видам преобразования,
- 4) воспламенение и горение топлива исключаются. Действительно, в ДВС с искровым зажиганием любая жидкость шунтирует искровой промежуток свечи зажигания и препятствует искровому разряду. В дизеле рассматриваемые жидкости могут либо также препятствовать воспламенению топлива, либо делать горение неустойчивым,
- 5) утечки воздуха и жидкости из цилиндра через неплотности в поршневых кольцах и клапанах не учитываются,

б) мгновенные параметры воздуха в цилиндре по объему одинаковы, их изменение по углу поворота коленчатого вала происходит квазистационарно,

7) коленчатый вал тяжелый и/или его инерция при вращении очень велика, поэтому скорость вращения коленчатого вала постоянна и от попадания в цилиндр жидкости не зависит.

Текущий объем воздуха в цилиндре [11]:

$$V = x \frac{\pi}{4} D^2 + V_c (1 - \varepsilon), \quad (1)$$

где  $x$  – текущая координата днища поршня, отсчитываемая от верхней мертвой точки;

$D$  – диаметр цилиндра;

$V_c$  – объем камеры сгорания;

$\varepsilon = \frac{V_v}{V_c}$  – относительный объем жидкости

(по отношению к объему камеры), или коэффициент заполнения камеры сгорания жидкостью.

Выражение (1) можно преобразовать к виду:

$$V = V_h \left( \frac{x}{S} + \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon_c - 1} \right) = V_h A_\phi, \quad (2)$$

где  $A_\phi$  – коэффициент:

$$A_\phi = \frac{x}{S} + \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon_c - 1}, \quad (3)$$

$V_h = S \frac{\pi}{4} D^2$  – рабочий объем цилиндра;

$S$  – ход поршня, а относительная координата поршня находится по формуле [12]:

$$\frac{x}{S} = \frac{1}{2} \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_c}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right], \quad (4)$$

где  $\lambda_c = \frac{r}{L_c}$  – относительное удлинение шатуна;

$r = \frac{S}{2}$  – радиус кривошипа.

Коэффициент  $A_\phi$  после подстановки формулы (4) в выражение (3) можно получить в виде:

$$A_\varphi = \frac{1}{2} \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_c}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] - \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon_c - 1} \cdot (5)$$

Согласно 1-му закону термодинамики применительно к рассматриваемому процессу сжатия в цилиндре [13], изменение внутренней энергии воздуха  $dU$  в течение времени процесса  $d\tau$  при производстве над воздухом работы  $dA$  и отбора от него теплоты  $Q_w$  можно представить в виде:

$$dU = dA - Q_w d\tau. \quad (6)$$

Уравнение (6) можно переписать в виде:

$$mC_p dT = -pdV - a_w F_w (T - T_w) d\tau, \quad (7)$$

где  $dA = -pdV$  – термодинамическая работа;

$Q_w = a_w F_w (T - T_w)$  – количество теплоты, отводимой от воздуха в стенки;

$F_w = \pi D(0,5D + x)$  – площадь стенок цилиндра;

$dU = mC_p dT$  – изменение внутренней энергии в процессе;

$C_p$  – теплоемкость воздуха,  $m$  – масса воздуха в цилиндре (при сжатии не изменяется, поскольку утечек из цилиндра нет);

$a_w$  – коэффициент теплоотдачи, который может быть рассчитан по формуле Вошни [13,14]:

$$a_w = 130 \frac{(p \cdot 10^{-5})^{0,8} \omega_m^{0,8}}{T^{0,53} D^{0,2}},$$

где  $\omega_m = 2,28 \cdot C_m$ ,  $C_m = \frac{S \cdot n}{30}$  – средняя скорость поршня.

Изменение объема  $dV$  можно получить из (2) и (4):

$$dV = V_h B_\varphi d\varphi, \quad (8)$$

где коэффициент  $B_\varphi$ :

$$B_\varphi = \frac{1}{2} (\sin \varphi + \lambda_c \sin 2\varphi). \quad (9)$$

Тогда уравнение (7) с помощью выражения (8) и с учетом того, что  $\varphi = \omega \cdot \tau$ , где  $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$  – угловая скорость коленвала,  $n$  – частота вращения, мин<sup>-1</sup>, можно переписать в виде:

$$\frac{dT}{d\varphi} = -T \frac{RB_\varphi}{C_p A_\varphi} - \frac{30 \cdot a_w F_w}{\pi \cdot n \cdot m \cdot C_p} (T - T_w). \quad (10)$$

Уравнение состояния:

$$pV = mRT, \quad (11)$$

где  $R$  – газовая постоянная воздуха, при его дифференцировании по углу поворота коленвала дает:

$$\frac{dp}{d\varphi} = m \frac{R}{V} \frac{dT}{d\varphi} - \frac{R}{V} \frac{dV}{d\varphi}. \quad (12)$$

Подставляя в уравнение (12) выражение (10) для  $\frac{dT}{d\varphi}$ , получим:

$$\frac{dp}{d\varphi} = -p \frac{B_\varphi}{A_\varphi} \left( 1 + \frac{R}{C_p} \right) - \frac{30 \cdot a_w F_w R}{\pi \cdot n \cdot m \cdot C_p A_\varphi} (T - T_w). \quad (13)$$

Система уравнений (10) и (13) для удобства может быть представлена в виде:

$$\begin{aligned} \frac{dT}{d\varphi} &= -T\gamma\psi, \\ \frac{dp}{d\varphi} &= -p\gamma \left( \psi + \frac{C_p}{R} \right), \end{aligned} \quad (14)$$

где коэффициенты:

$$\begin{aligned} \psi &= 1 + \frac{30 \cdot a_w F_w R}{\pi \cdot n \cdot m \cdot C_p A_\varphi} (T - T_w), \\ \gamma &= \frac{RB_\varphi}{C_p A_\varphi}, \end{aligned}$$

а коэффициенты  $A_\varphi$  и  $B_\varphi$  находятся по формулам (5) и (9) соответственно.

Система уравнений (14) решается численно с начальными условиями, решение

представляет собой значения давления и температуры в функции угла поворота коленчатого вала. Это можно сделать путем численного интегрирования уравнений (14), для чего необходимо задать начальные значения температуры и давления воздуха в цилиндре, соответствующие моменту закрытия впускных клапанов.

#### Определение начальных условий задачи

Найти начальные значения давления и температуры в момент закрытия впускных клапанов нетрудно с помощью стандартных программ расчета рабочего цикла ДВС.

Для выполнения расчета начальных условий, помимо задания геометрии двигателя и его режима работы (частота вращения) необходимо задавать температуру стенок цилиндра  $T_w$ , поскольку она входит в систему уравнений (14). Однако главная трудность состоит в определении влияния жидкости на процесс впуска.

Действительно, если рассматривать детально весь процесс поступления жидкости в цилиндр на такте впуска, задача будет значительно усложнена. Но поскольку речь идет о приближенной модели, можно дополнительно сделать упрощающее допущение о том, что объем поступившей жидкости мал по сравнению с объемом цилиндра (что вполне допустимо с ошибкой, составляющей не более отношения объема камеры сгорания к объему цилиндра, т.е. около 10%). В таком случае жидкость, попавшая в цилиндр на такте впуска, не будет оказывать влияния на температуру и давление воздуха в цилиндре в этот период. В результате можно сформулировать следующее начальное условие: во время впуска жидкости в цилиндре не было, и впуск проходил в обычном режиме, а жидкость появилась прямо в цилиндре непосредственно в момент окончания впуска, просто заменив часть воздуха в цилиндре.

Характерно, что такое допущение практически полностью соответствует действительным условиям работы ДВС при гидроударе, потому что цикл, предшествующий попаданию жидкости в цилиндр, ничем не отличается от нормального и фактически определяет начальные условия для последующего гидроудара.

Для расчета начальных значений, необходимых для моделирования гидроудара, была использована программа Lotus Engine Simulation [11] в упрощенной версии 1-цилиндровой

версии [15]. Программа позволяет рассчитать мгновенные параметры термодинамического цикла ДВС, т.е. средние по объему давления и температуры в цилиндре в функции угла поворота коленчатого вала.

При расчете были заданы тип ДВС – бензиновый с искровым зажиганием, размерность двигателя 83x80 мм, степень сжатия 9,0, закрытие впускных клапанов  $40^\circ$  после нижней мертвой точки, температура стенок 390K и другие параметры (рис. 2).

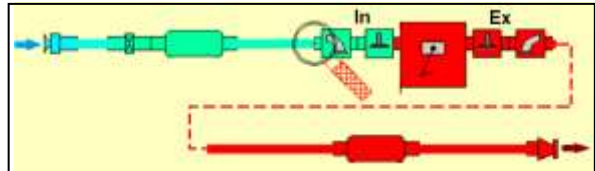


Рис. 2. Схема 1-цилиндровой геометрической модели двигателя в программе Lotus Engine Simulation

Расчет цикла проводился с учетом теплообмена со стенками, что было обеспечено заданием в программе соответствующих коэффициентов теплоотдачи (программа учитывает теплообмен газа со стенками камеры сгорания и поршня, а также потери тепла в охлаждающую жидкость).

На рис. 3 представлены расчетные диаграммы давления и температуры в цилиндре на режимах от 1000 до 6000 об/мин.

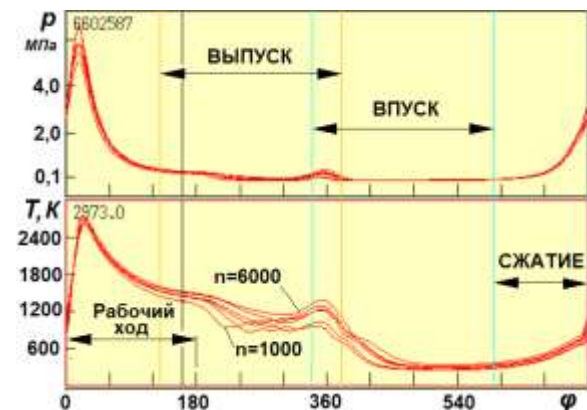


Рис. 3. Расчетный характер изменения давления  $p$  и температуры  $T$  в цилиндре ДВС по углу поворота  $\varphi$  коленчатого вала

Эти данные позволили установить начальные значения давления и температуры, соответствующие моменту закрытия впускных клапанов, необходимые для последующего моделирования гидроудара путем расчета такта сжатия при наличии жидкости. В част-

ности, для режима  $n = 3000$  об/мин были получены следующие начальные параметры воздуха в цилиндре  $p_0 = 1,23$  бар,  $T_0 = 363$ К при  $\varphi = 2200$ .

#### Расчет процесса сжатия в цилиндре с жидкостью

Решение задачи о сжатии воздуха с жидкостью в цилиндре выполняется путем численного интегрирования системы уравнений (14) с рассчитанными начальными условиями в диапазоне углов поворота коленчатого вала от момента закрытия впускных клапанов ( $\varphi = 220^\circ$ ) до верхней мертвой точки. Расчет был выполнен для различных значений коэффициента заполнения камеры сгорания жидкостью  $\epsilon_v$  (рис. 4).

Заданные значения  $\epsilon_v = 0-1,2$  позволили получить изменение давления в цилиндре в широком диапазоне состояний - от сжатия чистого воздуха без жидкости до сжатия воздуха с жидкостью, объем которой на 20 % превышает объем камеры сгорания.

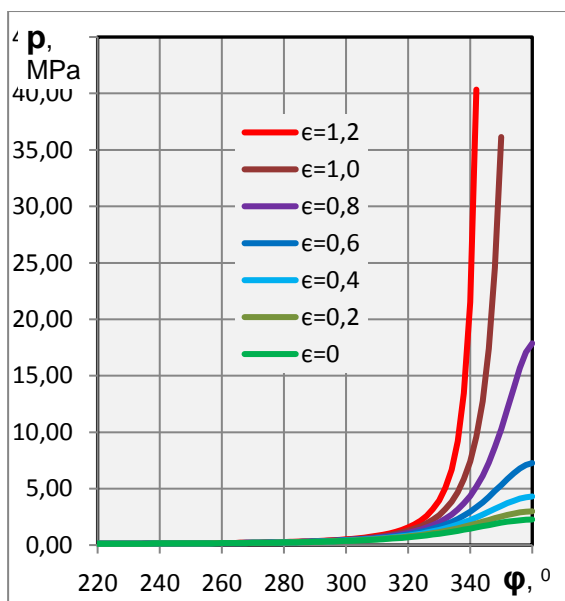


Рис. 4. Влияние коэффициента заполнения камеры на изменение давления в цилиндре по углу поворота коленвала ( $n=3000$  об/мин)

Результаты расчета показывают, что давление в цилиндре начинает возрастать по сравнению с обычным сжатием без жидкости только за  $50-60^\circ$  до верхней мертвой точки. Однако резкий рост давления при большом заполнении происходит в заключительной фазе сжатия примерно за  $10-15^\circ$  до ВМТ, когда при

большом заполнении камеры сгорания жидкостью давление может возрасти в десятки или даже в сотни раз.

Понятно, что такой значительный рост давления, обусловленный наличием большого количества жидкости в цилиндре, может вызвать повреждения деталей, однако одних только данных по давлению недостаточно – для того, чтобы определить граничное значение коэффициента заполнения, при котором начинаются повреждения, необходимо связать полученные результаты с прочностью деталей ДВС.

#### Воздействие давления в цилиндре на стержень шатуна

Как будет происходить сжатие шатуна при значительном росте давления в цилиндре, легко рассчитать. Так, если для рассматриваемого процесса пренебречь действующими на шатун силами инерции (что вполне справедливо, если коэффициент заполнения заметно выше нуля, а частота вращения коленвала небольшая), то сила осевого сжатия шатуна определяется давлением в цилиндре  $p$  и равна:

$$R = (p - p_0)F,$$

где  $F = \frac{\pi}{4}D^2$  – площадь поршня,  $p_0$  – давление в картере (в 1-м приближении можно принять равным давлению окружающей среды).

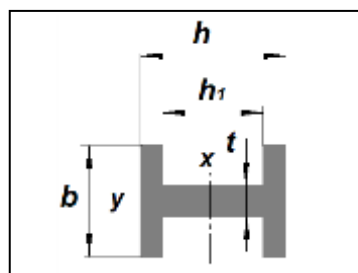


Рис. 5. Сечение стержня шатуна:  $h$  – ширина профиля стержня,  $b$  – толщина профиля,  $x, y$  – оси инерции

Сила сжатия воспринимается поперечным сечением стержня шатуна (рис. 9) с площадью:

$$A = (h - h_1)b + h_1t.$$

Тогда, очевидно, напряжение сжатия в стержне:

$$\sigma = \frac{R}{A} = (p - p_0) \frac{F}{A}. \quad (15)$$

Силу и напряжение сжатия легко получить из результатов расчета давления в цилиндре. С другой стороны, как это следует из теории [16,17], с ростом осевой нагрузки на стержень, при превышении напряжением сжатия  $\sigma$  в материале стержня некоего критического значения  $\sigma_{cr}$ , наступает потеря устойчивости.

Критическое значение напряжения  $\sigma_{cr}$  зависит от гибкости стержня:

$$\lambda = \frac{\mu l}{i}, \quad (16)$$

где  $l$  – длина стержня;

$\mu$  – коэффициент приведения длины [16,18];

$i$  – радиус инерции поперечного сечения стержня:

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}},$$

а моменты инерции [19] по осям  $x$  и  $y$  (рис. 5):

$$I_x = 0,0833 [bh^3 - (b-t)h_1^3]$$

$$I_y = 0,0833 [(h-h_1)b^3 + h_1t^3]$$

Для деформации в направлении вдоль оси коленвала стержень на краях можно считать зажатым, если пренебречь зазорами и люфтами деталей шатунно-поршневой группы. Тогда для него  $\mu_y = 1/2$ . В то же время в плоскости качания шатуна стержень имеет шарнирное крепление (шатун имеет возможность свободного вращения в кривошипной и поршневой головках), для таких условий  $\mu_x = 1$  [16].

Теперь, имея размеры стержня, легко рассчитать его гибкость. В качестве примера можно рассмотреть стержень шатуна с размерами, типичными для бензиновых ДВС:  $l = 100$  мм,  $h = 20$  мм,  $h_1 = 14$  мм,  $b = 12$  мм,  $t = 4$  мм. Тогда по формуле (16) значения

гибкости:  $\lambda_x = 14,4$ ;  $\lambda_y = 18,4$ . Отсюда следует, что при данных размерах гибкость в направлении оси коленвала больше, и именно в этом направлении нужно ожидать деформацию стержня при потере устойчивости.

Согласно [16], учесть влияние гибкости стержня на критическое напряжение можно с помощью коэффициента снижения допускаемого напряжения  $\varphi_\sigma$ , т.е.:

$$\sigma_{cr} = \sigma_t \varphi_\sigma,$$

где  $\sigma_t$  – предел текучести материала шатуна.

Известно, что для шатунов ДВС данного типа нередко применяются хромоникелевые стали, для которых ориентировочно при указанных выше значениях гибкости  $\varphi_\sigma = 0,96$ , а при термообработке до твердости НВ 280-320 предел текучести составляет около 785 МПа [20]. В соответствии с этим критическое напряжение при сжатии для шатуна из такой стали, при котором следует ожидать потери устойчивости стержня, приблизительно на 4 % ниже (около 760 МПа).

#### **Влияние количества поступившей в цилиндр жидкости на деформацию шатуна**

Для практики определения причин неисправностей ДВС вопрос о том, сколько жидкости необходимо, чтобы вызвать ту или иную деформацию шатуна, может иметь принципиальное значение.

Если пересчитать кривые, приведенные на рис.4, отложив по оси ординат не давление в цилиндре, а удельную, т.е. на единицу площади поперечного сечения, силу сжатия в стержне шатуна от силы давления на поршень соответствующего диаметра, то можно получить зависимость этой силы от положения коленчатого вала при различных значениях степени заполнения камеры жидкостью (рис.6). Удельная сила по величине может быть равна или близка к величине напряжения в стержне.

Очевидно, следует ожидать, что стержень шатуна получит остаточную деформацию только тогда, когда напряжения в стержне превысят критическое, вызывающее потерю устойчивости.

Тогда из графика (рис.6) прямо следует, что исследуемое явление, называемое гидроударом и сопровождаемое остаточной деформацией шатуна от потери устойчивости,



возникает не с произвольным количеством жидкости в цилиндре, а только с вполне определенным, превышающим 80%.

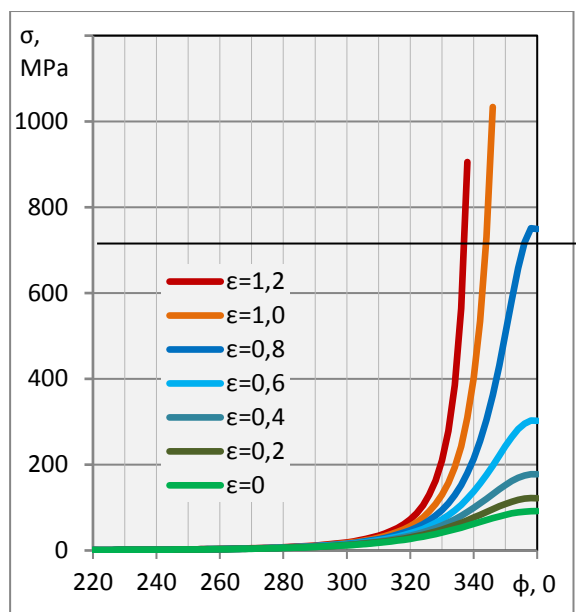


Рис. 6. Изменение напряжений сжатия в стержне шатуна по углу поворота коленчатого вала в зависимости от коэффициента заполнения

Так, верхняя часть диаграммы выше значения напряжения 760 МПа и с заполнением жидкостью более 80% соответствует области потери стержнем шатуна устойчивости ( $n=3000$  об/мин).

Влияние количества жидкости в цилиндре на деформацию шатуна можно наглядно представить, если для заданного заполнения камеры жидкостью рассчитать координату поршня, соответствующую потере устойчивости стержня при достижении напряжения сжатия значения 760 МПа.

Если приближенно допустить, что после потери устойчивости стержень не имеет остаточной упругости, то на основании зависимости (рис.6) может быть получена достаточно простая зависимость осевой деформации стержня от заполнения камеры жидкостью (рис.7).

Полученные результаты могут дать понимание причин повреждения многих двигателей на практике. Однако учитывая тот факт, что данные, рассчитанные простыми классическими методами, могут отличаться от реальной картины, иногда даже значительно, целесообразно провести сравнение этих данных с результатами, которые дают другие методы.

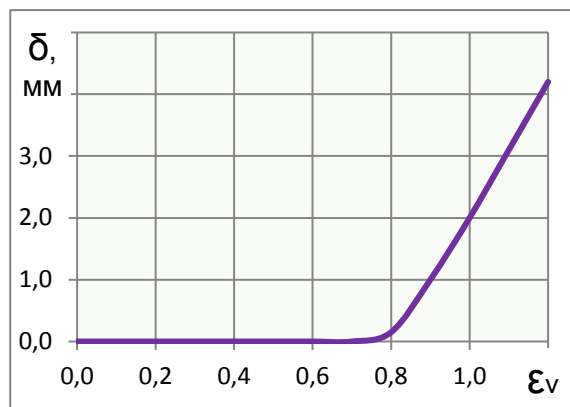


Рис. 7. Зависимость осевой деформации стержня шатуна от степени заполнения камеры сгорания жидкостью

Кроме того, классическая теория не дает информации о форме стержня, которая в ряде практических случаев может быть ключом к пониманию причины и особенностей повреждения данного вида.

#### Расчет напряжений и деформаций шатуна при гидроударе с помощью метода конечных элементов

Чтобы проверить полученные результаты, исключить возможную погрешность, а также исследовать форму стержня, было выполнено моделирование потери устойчивости стержня шатуна с помощью метода конечных элементов (МКЭ).

Обычно при моделировании шатуна принято создавать его математическую модель как можно ближе к физической [7,8]. Однако для рассматриваемой задачи решение было упрощено и ограничено стержнем простой формы. Такое упрощение в целом соответствует цели работы, поскольку, в отличие от задач проектирования, при исследовании необходимо выявить закономерности повреждения, а не слабые сечения конкретной конструкции шатуна. Тем более, что деформации с последующим разрушением шатуна в случае гидроудара происходят именно по стержню ближе к его средней части [1,3].

Учитывая это, при решении задачи было сделано допущение о том, что при правильной постановке граничных условий для стержня можно избежать детальной прорисовки формы головок шатуна и с некоторой степенью приближения рассматривать только сам стержень.

Для моделирования был взят тот же стержень с тем же профилем (рис. 5), для которого

выше были получены предварительные данные по потере устойчивости. В общем случае на краях стержня необходимо поставить соответствующие граничные условия – шарнирно опертые головки и возможность осевого перемещения верхней части стержня (рис. 8).

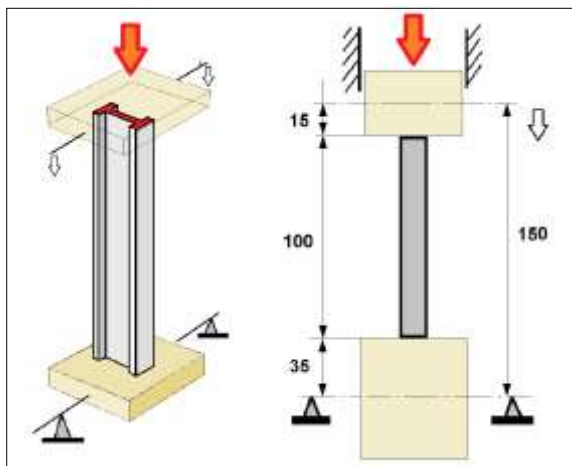


Рис. 8. Исходная расчетная схема задачи по моделированию потери устойчивости стержня шатуна

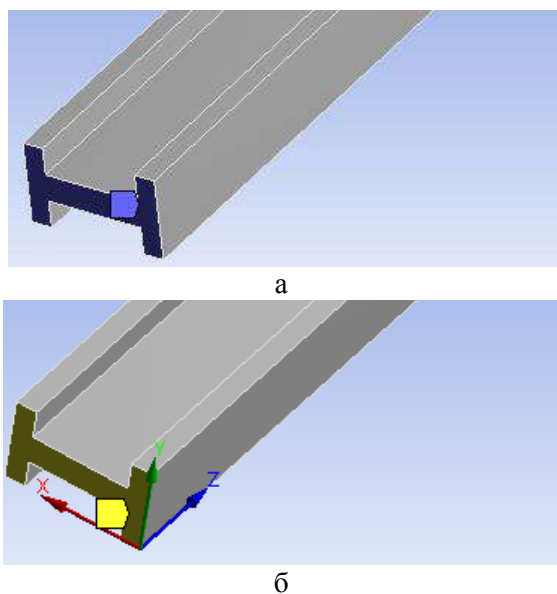


Рис. 9. Граничные условия, заданные при моделировании: а – со стороны кривошипной головки; б – со стороны поршневой головки

Однако в связи с тем, что деформация стержня заданного профиля ожидалась только в направлении по оси головок, задача была упрощена до жесткой заделки стержня со стороны кривошипной головки, а со стороны поршневой головки обеспечена возможность осевого перемещения, т.е. перемещение вдоль оси  $X$  и  $Y$  равны 0, перемещение вдоль оси

$Z$  свободное, вращение относительно  $X$ ,  $Y$  и  $Z$  равно 0 (рис. 9).

Анализ потери устойчивости был выполнен с помощью программного комплекса ANSYS в версии R18.0 Student [21] в несколько этапов [22].

На первом этапе выполнялось разбиение стержня на конечные элементы. Всего было выделено 204 элемента в сечении стержня при его длине в 133 элемента (рис.10), что составило 27.132 элементов и позволило уложиться в ограничение используемой версии программы (32.000 элементов [21]).

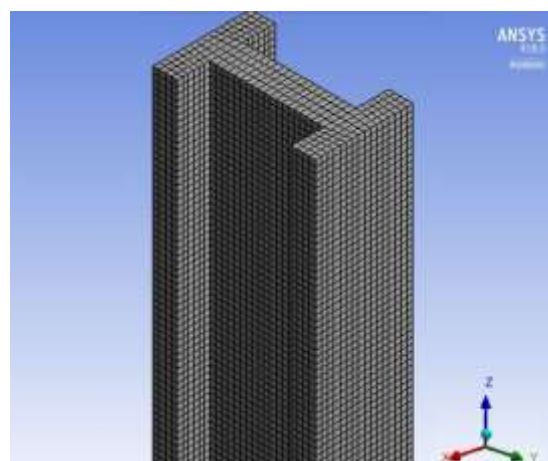


Рис. 10. Математическая модель стержня (конечно-элементная сетка)

Далее определялась форма стержня при потере устойчивости, для этого решалась статическая задача (расчетный модуль Static Structural), где в качестве нагрузки была задана единичная сила ( $F$ ).

После решение статической задачи выполнялся анализ линейной потери устойчивости (Eigenvalue Buckling), и определялась форма стержня, соответствующая потере устойчивости (рис. 11).

По результатам расчета потери устойчивости был создан входной файл с результатами анализа (форма потери устойчивости), который далее был передан в программу ANSYS Mechanical APDL.

Затем выполнялось преобразование конечно-элементной сетки (рис. 10) для выбранной формы потери устойчивости с помощью расчетного модуля Finite Element Modeler.

После этого проводился нелинейный анализ потери устойчивости в Static Structural, в том числе, определялась критическая сила. Общая схема расчета представлена на рис. 12.



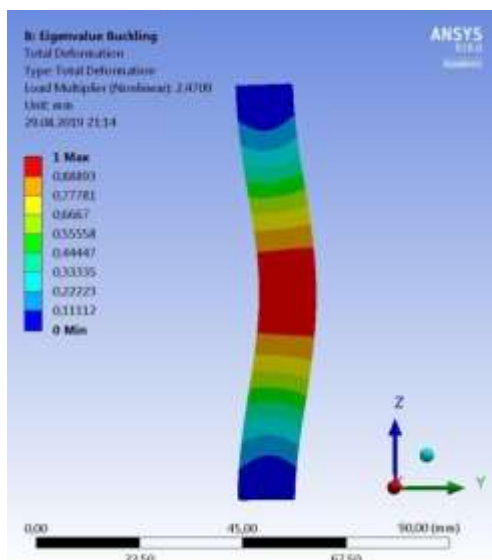


Рис. 11. Форма потери устойчивости, полученная с помощью модуля Eigenvalue Buckling программного комплекса ANSYS R18.0 Student

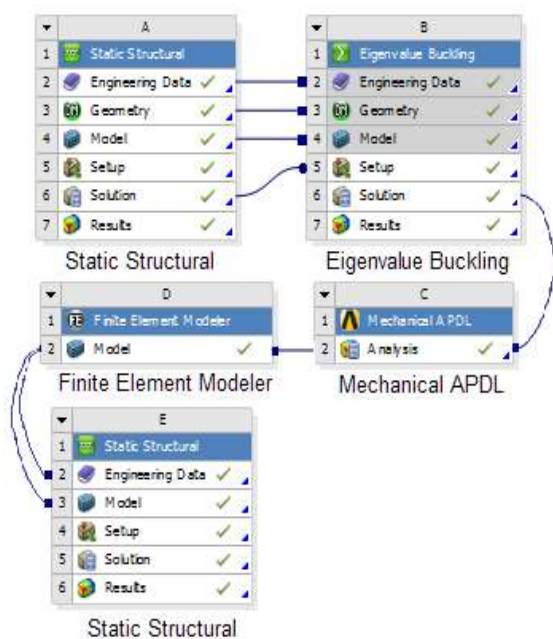
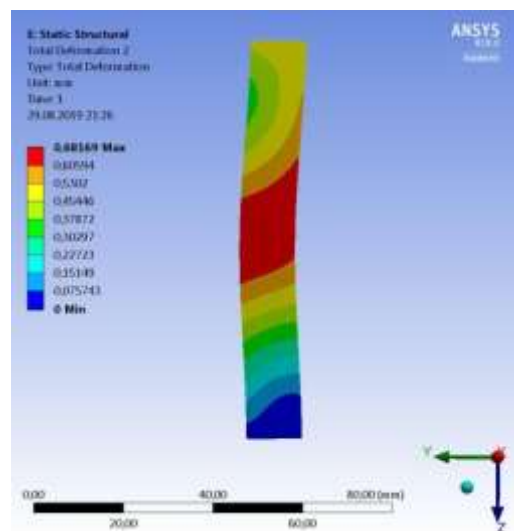


Рис. 12. Схема расчета потери устойчивости

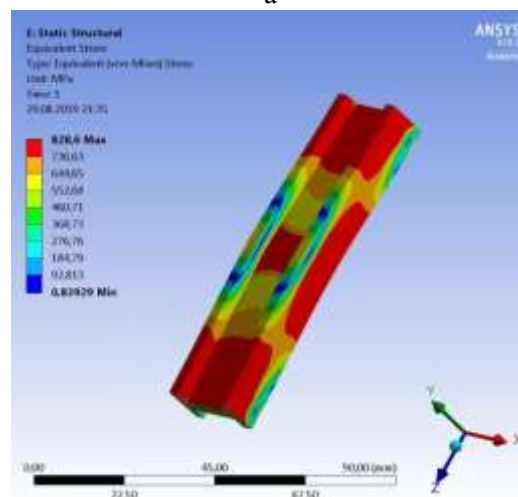
После того, как общий порядок моделирования определен, для расчетов последовательно задавались величины осевого сжатия стержня, моделирующие деформацию при гидроударе, в диапазоне от 0 до 5 мм с шагом 0,5 мм.

Для каждого значения заданного осевого сжатия рассчитывались реакция опоры, возникающая при заданной деформации, включая изменение формы и напряженно-деформированное состояние стержня. Результаты расчета напряжений и деформаций

стержня шатуна для осевой деформации 0,5 мм и 4,5 мм представлены на рис.13 и 14.



а

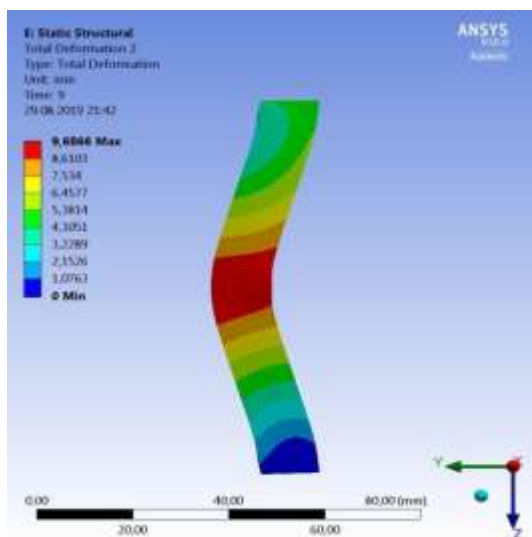


б

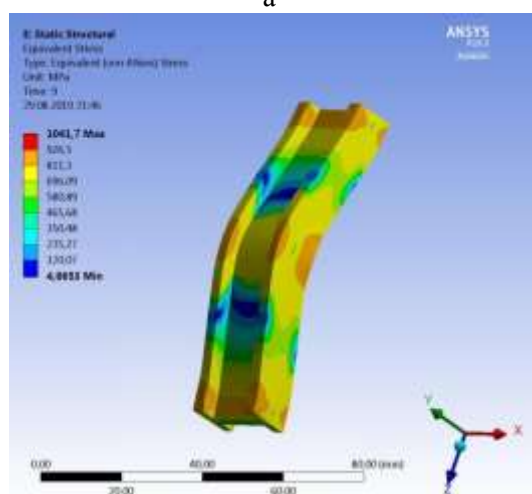
Рис. 13. Суммарная деформация: а – и напряжения по фон Мизесу; б – при осевом сжатии стержня 0,5 мм

В расчетах было установлено, что потеря устойчивости стержня заданной геометрии под действием сжимающей силы происходит при осевой деформации около 0,5 мм (рис. 13), при этом в средней части стержня возникает напряжение в диапазоне 736-826 МПа. Данный результат примерно соответствует полученному выше с помощью классической теории (760 МПа).

Согласно результатам моделирования, потеря устойчивости наступает при максимальном значении удельной сжимающей силы (реакции опоры), отнесенной к площади поперечного сечения стержня, приблизительно 680 МПа, после чего сила падает (рис. 15).



а



б

Рис. 14. Суммарная деформация и напряжения: а – по фон Мизесу; б – при осевом сжатии стержня 4,5 мм

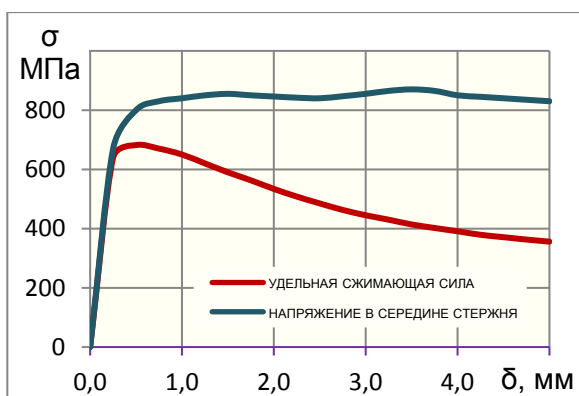


Рис. 15. Зависимость напряжения сжатия в средней части стержня и удельной сжимающей силы (реакции опоры), отнесенной к площади поперечного сечения стержня, от осевой деформации стержня

В то же время, если напряжение в средней части стержня до потери устойчивости равно

удельной сжимающей силе, то затем, после потери устойчивости, оно становится заметно выше, достигая 840-870 МПа, и в процессе продольного изгиба в рассмотренных пределах изменяется мало.

Такой характер изменения напряжения и реакции опоры объясняется возрастающим продольным изгибом [16] стержня в средней части при сжатии, когда пластическая деформация стержня происходит при все меньшей сжимающей силе.

Зависимость величины продольного изгиба от осевого сжатия представлена на рис.16, откуда хорошо видно, что после потери устойчивости изгиб по величине примерно вдвое превышает осевое сжатие.

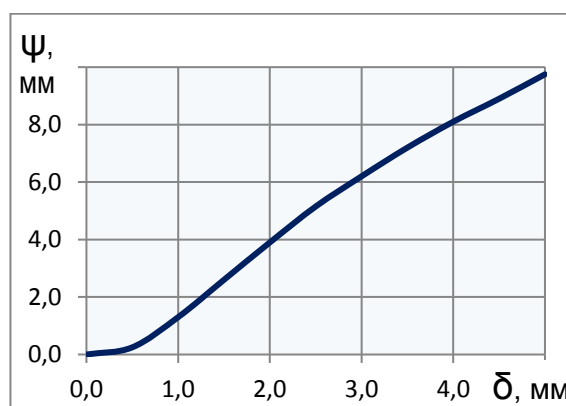


Рис. 16. Зависимость величины продольного изгиба оси стержня от его осевого сжатия

### Сравнение результатов моделирования с экспериментальными данными

Имеющийся в настоящее время опыт [1,3] подтверждает, что при попадании жидкости в цилиндр стержень шатуна, испытывая значительные осевые сжимающие нагрузки, может потерять устойчивость и деформироваться. Анализ случаев, известных из практики исследования причин неисправности ДВС [3,4], показывает, что характер деформации стержня может быть различным по форме у разных шатунов - в соответствии с указанными выше различиями в профиле стержня и его гибкости в разных направлениях.

На приведенном примере (рис.17) хорошо видно, что по крайней мере, по форме деформированного стержня имеется соответствие полученным выше результатам расчета.

Вследствие того, что потеря устойчивости шатуна сопровождается не только искривлением стержня, но и его осевым сжатием, межосевое расстояние между осями кривошипной и поршневой головок шатуна уменьшается.



Рис. 17. Типичная форма стержня шатуна при гидроудара в цилиндре полностью соответствует расчетной

Однако провести точные измерения самого деформированного шатуна непросто, а в большинстве практических случаев вообще невозможно.

Когда деформация сравнительно невелика, повреждение приобретает скрытый характер – двигатель может сохранить работоспособность после гидроудара, но со временем практически неизбежно усталостное разрушение стержня шатуна (чаще всего в среднем его сечении, где знакопеременные напряжения нештатного изгиба деформированного стержня максимальны). Понятно, что при усталостном разрушении стержня (а именно этим обычно заканчивается эксплуатация двигателя с деформированным шатуном) речь может идти только об обломках шатуна (рис.18).



Рис. 18. Усталостное разрушение шатуна после гидроудара не позволяет получить какие-либо данные с помощью прямых измерений

В то же время, измерять обломки, как и сам шатун, для определения величины осевой деформации (сжатия) стержня чаще всего и не требуется. Для измерений вполне подходит косвенный метод [3]: достаточно измерить высоту следа нагара в верхней части цилиндра и сравнить ее с теми цилиндрами, где гидроудара не выявлено (рис. 19) – разница будет в точности соответствовать осевой деформации шатуна.



Рис. 19. Расширение пояса нагара в верхней части цилиндра (справа) при работе с деформированным при гидроударе шатуном позволяет однозначно измерить его деформацию

В таком случае можно точно определить количество жидкости, попавшей в цилиндр, путем измерения деформированного стержня и/или пояса нагара на верхней части цилиндра с использованием полученных при моделировании данных (рис.6, 7,16).

В некоторых случаях, когда в цилиндр попадает сразу большое количество жидкости, деформация шатуна может быть значительной. Тогда возможно повреждение поршня с нижней стороны вследствие его касания противовесов коленчатого вала вблизи нижней мертвой точки (рис. 20).



Рис. 20. Повреждение бобышек поршня при их нештатном контакте с противовесами коленчатого вала после укорочения шатуна

Работа двигателя с таким повреждением закономерно и быстро заканчивается разрушением шатуна, а еще большая деформация стержня приводит к заклиниванию коленвала прямо в момент гидроудара. Поскольку у современных автомобильных двигателей штатный зазор между бобышками поршня и противовесами коленвала при положении поршня в нижней мертвой точке составляет около 3-4 мм, посадка поршня на противовесы оставляет на поршне соответствующие следы (рис. 20), которые фактически указывают на предельную деформацию шатуна, при превышении которой наступает заклинивание коленвала.

### Выводы

С целью получения количественных данных о характере деформации стержня шатуна при попадании жидкости в цилиндр ДВС (гидроудар) разработана методика расчета, которая позволяет получить зависимость силы сжатия и деформации стержня от коэффициента заполнения камеры сгорания жидкостью. Расчетным путем установлено, что наблюдаемая согласно имеющимся экспериментальным данным деформация шатуна с потерей устойчивости стержня возникает при минимальном заполнении камеры сгорания жидкостью на 80%, что соответствует осевому сжатию стержня на 0,5 мм. С другой стороны, моделированием с помощью метода конечных элементов (МКЭ) определена зависимость формы стержня от его осевой деформации – продольный изгиб стержня при потере устойчивости оказывается приблизительно вдвое больше осевой деформации, что может быть использовано при выявлении признаков гидроудара на практике. Помимо этого, полученные результаты показывают, что поскольку задачи исследования эксплуатационных повреждений в целом отличаются от задач проектирования новых двигателей, моделирование напряженно-деформированного состояния шатуна с помощью МКЭ может быть сделано с упрощениями, а в некоторых случаях для получения количественных данных о повреждении достаточно и более простых классических методов расчета.

### Литература

1. Хрулев А.Э., Кочуренко Ю.В. Методика определения причины неисправности ДВС при тяжелых эксплуатационных повреждениях. Двигатели внутреннего сгорания. 1. 2017. С. 52-60. DOI: 10.20998/0419-8719.2017.1.10.
2. Хрулев А.Э. Методика исследования и определения причин тяжелых повреждений ДВС в эксплуатации. Сборник тезисов докладов международной научно-технической конференции "Двигатель-2017", посвященной 110-летию специальности "Поршневые двигатели" в МГТУ им.Н.Э.Баумана. Москва. МГТУ им. Н.Э.Баумана. 2017. С. 22-23.
3. Хрулев А.Э., Лосавио С.К., Дроздовский В.Б. Экспертиза технического состояния и причины неисправностей автомобильной техники. Москва, Изд-во АБС, 2019. 966 с.
4. Хрулев А., Самохин С. Гидроудар "замедленного действия". 2011. 08. С.36-39.
5. Greuter E., Zima S. Engine Failure Analysis. SAE International. Warrendale. USA, 2012. 568 p.
6. Компоненты двигателя и фильтры: дефекты, их причины и профилактика. Пер.с англ., Mahle GmbH, 2016. 77с.
7. Kumar P.S. and Kumar K. Buckling Analysis and Shape Optimization of Connecting Rod using FEA. Journal on Emerging trends in Model. and Manufact, 2016, no.2(2), pp. 44-50.
8. Shenoy P.S. and Fatemi A. Dynamic analysis of loads and stresses in connecting rods. DOI: 10.1243/ 09544062JMES105. J.Mechanical Engineering Science. Proc.IMechE, 2006, vol. 220 Part C, pp. 615-624.
9. Kumar M. and Prajapati S.N. Design, Buckling and Fatigue Failure Analysis of Connecting Rod: A Review. DOI: 10.22161/ijaers.4.7.7. International Journal of Advanced Engineering Research and Science (IJAERS), 2017, vol.4 (7), pp. 39-44.
10. Nagaraju K.L., Chandan R. Buckling Analysis Of Connecting Rod. International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET), 2016; vol. 03 (08), pp. 1358-1361.
11. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. и др. Машиностроение. Энциклопедия. Двигатели внутреннего сгорания. Т.IV–14. Москва. Машиностроение, 2013. 784 с.
12. Heywood J.B. Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw–Hill Series in Mechanical Engineering. McGraw–Hill, Inc. USA, 1988. 930p.
13. Дьяченко В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания. Учебник. Перевод с украинского языка. Харьков. ХНАДУ, 2009. 500 с.
14. Левтеров А.М., Левтерова Л.И. Анализ математических моделей механизма сажеобразования при сжигании углеводородных топлив, Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях. Харків, НТУ «ХПІ», 2013, №5 (979). С. 130-141.
15. Lotus Engineering Software (LESOFT). Group Lotus PLC, 2019. URL: <http://www.lesoft.co> (дата обращения 20.10.2019).
16. Феодосьев В.И. Сопrotивление материалов: учебник для вузов. 17-е изд., испр. Москва, Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2018. 542 с.



17. Gere J.M. *Mechanics of Materials*. 6th Edition. Belmont, USA, Brooks/Cole-Thomson Learning, 2004. 940 p.
18. Биргер И.А., Мавлютов Р.Р. *Сопrotивление материалов*. Москва. Наука, 1986. 560 с.
19. Фаворин М.В. *Моменты инерции тел*. Справочник. Изд. 2-е, перераб. и доп. Москва. Машиностроение, 1977. 511 с.
20. Сорокин В.Г. *Стали и сплавы*. Марочник. Москва. "Интернет Инжиниринг", 2001. 608 с.
21. ANSYS Free Student Software Downloads. ANSYS, Inc., 2019. URL: <https://www.ansys.com/academic/free-student-products> (дата обращения 20.10.2019).
22. Федорова Н.Н., Вальгер С.А., Данилов М.Н., Захарова Ю.В. *Основы работы в ANSYS 17*. Москва. ДМК Пресс, 2017. 210 с.

### References

1. Khrulev A.E., Kochurenko Y.V. Metodika opredeleniya prichiny neispravnosti DVS pri tyazhelykh ekspluatatsionnykh povrezhdeniyah [Method for determining the cause of the ICE failure for severe damages in operation]. DOI: 10.20998/0419-8719.2017.1.10. *Internal Combustion Engines*, 2017, 1, pp. 52-60.
2. Khrulev A.E. Metodika issledovaniya i opredeleniya prichin tyazhelykh povrezhdeniy DVS v ekspluatatsii [Methods of study and determination of the causes of heavy duty damages of internal combustion engines]. Theses of the International scientific and technical conference "Engine-2017", Moscow, MSTU N.E.Bauman, 2017, pp. 22–23.
3. Khrulev A., Drozdovsky V., Losavio S. Ekspertiza tekhnicheskogo sostoyaniya i prichiny neispravnosti avtomobilnoi tekhniki [Expertize of the technical condition and the vehicle fault causes]. Moscow, Publ. house ABS, 2019. 966 p.
4. Khrulev A., Samokhin S. Gidroudar "zamedlenogo deystviya" [Hydrolock "delayed action"]. *Car and service*, 2011, 08, pp. 36-39.
5. Greuter E., Zima S. *Engine Failure Analysis. Internal Combustion Engine Failure and Their Causes*. ISBN 978-0-7680-0885-2. SAE International, R-320, Warrendale, USA, 2012. 568 p.
6. *Engine components and filters. Damage profiles, probable causes and prevention*. Technical information MS3-1109, Mahle Inc., Farmington Hills, United States, 2016. 77 p.
7. Kumar P.S. and Kumar K. Buckling Analysis and Shape Optimization of Connecting Rod using FEA. *REST Journal on Emerging trends in Modeling and Manufacturing* 2016, 2(2), pp. 44-50.
8. Shenoy P.S. and Fatemi A. Dynamic analysis of loads and stresses in connecting rods. DOI: 10.1243/09544062JMES105. *J.Mechanical Engineering Science. Proc.IMEchE*, 2006, Vol. 220 Part C, pp. 615-624.
9. Kumar M. and Prajapati S.N. Design, Buckling and Fatigue Failure Analysis of Connecting Rod:

- A Review. DOI: 10.22161/ijaers.4.7.7. *International Journal of Advanced Engineering Research and Science (IJAERS)*, 2017, Vol.4(7), pp. 39-44.
10. Nagaraju K.L., Chandan R. Buckling Analysis Of Connecting Rod. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, 2016, Vol. 03(08), pp. 1358-1361.
11. L.V. Grekhov and others. *Mashinostroenie. Enciklopediya. Dvigateli vnutrennego sgoraniya*, T. IV–14 [Mechanical Engineering. Encyclopedia. Internal combustion engines. Vol. IV–14]. Moscow, Mashinostroenie, 2013. 784 p.
12. Heywood J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw–Hill Series in Mech. Engineering. McGraw-Hill, Inc. USA, 1988. 930 p.
13. Dyachenko V.G. *Teoriya dvigatelya vnutrennego sgoraniya* [Theory of internal combustion engines]. Kharkov, HNADU, 2009. 500 p.
14. Levterov A.M., Levterova L.I. Analiz matematicheskikh modelei mehanizma sajeobrazovaniya pri sjiganii uglevodorodnykh topliv [Analysis of mathematical models of the mechanism of soot formation during the combustion of hydrocarbon fuels]. *News of NTU "KhPI". Series: Mathematical Modeling in tech and technology*, 2013, 5(979), pp. 130-141.
15. Lotus Engineering Software (LESOFT). Group Lotus PLC, 2019. Available at: <http://www.lesoft.co> (Accessed 20 October 2019).
16. Feodosyev V.I. *Soprotivlenie materialov. Uchebnik dlya vuzov* [Resistant materials. Textbook for high schools]. Moscow, Publishing MSTU. N. Bauman, 2018. 542 p.
17. Gere J.M. *Mechanics of Materials*. 6th Edition. Belmont, USA, Brooks/Cole –Thomson Learning, 2004. 940 p.
18. Birger I.A., Mavlyutov R.R. *Soprotivlenie materialov* [Resistant materials]. Moscow, Nauka, 1986. 560 p.
19. Favorin M.V. *Momenty inertsii tel*. Spravochnik [Moments of bodies' inertia. Handbook]. Moscow, Mashinostroenie, 1977. 511 p.
20. Sorokin V.G., Gervasiev M.A. and others. *Stali i splavy* [Steels and alloys]. Moscow, Internet Engineering, 2001. 608 p.
21. ANSYS Free Student Software Downloads. ANSYS, Inc., 2019. Available at: <https://www.ansys.com/academic/free-student-products> (Accessed 20 October 2019).
22. Fedorova N.N., Valger S.A., Danilov M.N., Zakharova Yu.V. *Osnovy raboty v ANSYS 17* [Fundamentals work in ANSYS 17]. Moscow, DMK Press, 2017. 210 p.

**Хрулев Александр Эдуардович**<sup>1</sup>, к.т.н., с.н.с., судебный эксперт по специальности 10.2 "Исследование технического состояния транспортных средств", [alo.engine@gmail.com](mailto:alo.engine@gmail.com), тел. +380961632183.

<sup>1</sup>Международное моторное бюро, ул. Школьная,

д. 15, пгт Немешаєво, Бородянський район, Київська область, 07853, Україна.

### Моделювання пошкодження шатуна при надходженні рідини в циліндр ДВЗ

**Анотація. Постановка проблеми.** Розглянуто закономірності деформації стрижня шатуна в процесі стиснення повітря з рідиною в циліндрі ДВЗ, виконано розрахунок деформації шатуна при попаданні рідини в циліндр (гідроудар). Відзначено, що всупереч загальновідомому характеру даного ушкодження, будь-які кількісні дані відсутні, що нерідко ускладнює визначення причин пошкодження в практиці експлуатації ДВЗ. **Мета роботи** – дослідження механізму деформації шатуна при втраті стійкості внаслідок гідроудару в циліндрі для отримання кількісних характеристик даного явища, придатних до використання в практиці визначення причин несправностей. **Методика** дослідження включає моделювання процесу стиснення з рідиною, а також моделювання деформації та втрати стійкості стрижня шатуна при осьовому стисненні. Проведено чисельне інтегрування системи диференціальних рівнянь, що описують зміну тиску і температури повітря з рідиною в циліндрі по куту повороту колінчастого вала, з початковими умовами, які були отримані з використанням стандартної програми розрахунку циклу ДВЗ, визначена залежність максимального тиску в циліндрі та деформації шатуна від заповнення камери згоряння рідиною. **Результати.** Для знайдених деформацій виконано моделювання осьового стиснення стрижня шатуна за допомогою методу скінченних елементів, визначені форма стрижня та напруги, встановлено залежність позадвжнього вигину від осьового стиснення стрижня. Результати моделювання зіставлені з експериментальними даними по пошкодженню шатунів в експлуатації ДВС, а також з результатами розрахунків напружень за допомогою класичних методів. **Наукова новизна.** Вперше встановлений кількісний зв'язок між кількістю рідини, що потрапила в циліндр ДВС при гідроударі, формою стрижня шатуна, величиною його осьового стиснення та позадвжнього вигину при втраті стійкості. **Практична значущість.** Отримані результати можуть бути використані на практиці при пошуку причин несправності ДВЗ, в тому числі, при моделюванні ушкоджень ДВЗ, з метою уточнення ознак і причин несправності, пов'язаної з гідроударів. За результатами дослідження обґрунтовано можливість практичного застосування моделювання ушкоджень при дослідженні причин несправності двигунів.

**Ключові слова:** двигун внутрішнього згоряння, шатун, гідроудар, стійкість, деформація.

**Хрулев Олександр Едуардович**<sup>1</sup>, к.т.н., с.н.с., судовий експерт за фахом 10.2 «Дослідження технічного стану транспортних засобів», alo.engine@gmail.com, тел. +380961632183.

<sup>1</sup>Міжнародне моторне бюро, вул.Шкільна, д. 15,

смт Немешаєво, Бородянський район, Київська область, 07853, Україна.

### Simulation of the connecting rod damage when fluid enters the engine cylinder

**Abstract. Problem.** The patterns of a conrod stem deformation during compression of air with a liquid in the internal combustion engine cylinder are considered, and the stem deformation when liquid enters the cylinder (hydrolock) is calculated. It is noted that despite the well-known nature of this damage, no quantitative data are available, which often makes it difficult to determine the damage causes in the practice of ICE operation. **Goal** of the work is to study the connecting rod deformation mechanism during the loss of stem stability due to hydrolock in the cylinder to obtain quantitative characteristics of this phenomenon, suitable for use in practice to determine the failure causes. **Methodology** includes simulation of the compression process with a liquid, as well as simulation of the deformation and the buckling of the conrod stem under axial compression. A numerical integration of a system of differential equations describing the change in pressure and air temperature with a liquid in a cylinder by the crankshaft rotation angle is carried out with the initial conditions that were obtained using the standard ICE cycle calculation program. Then the dependence of maximum pressure in the cylinder and the conrod buckling from the combustion chamber filling ratio was determined. **Results.** For the found strains, the axial deformation of the conrod stem was simulated using the finite element method, the buckling shape of the stem and the stress were determined, and the dependence of the longitudinal bending on the axial deformation of the stem was determined. The simulation results were compared with experimental data on the conrods damages in the ICE operation, as well as with the results of stress calculations using classical methods. **Originality.** For the first time, a quantitative link was determined between the liquid amount that fell into the internal combustion engine cylinder during hydrolock, the shape of the conrod stem, its axial deformation, and longitudinal bending in case of loss of stability. **Practical value.** The results can be used in practice when searching for the causes of the internal combustion engines faults, including simulation the ICE damages, in order to clarify the symptoms and causes of the faults associated with hydrolock. Based on the results of the study, the feasibility of the practical application of the damage simulation in studying the fault causes is substantiated.

**Keywords:** internal combustion engine, connecting rod, hydrolock, buckling, simulation.

**Khrulev Alexander E.**<sup>1</sup>, Ph.D., Senior Researcher, forensic expert on specialty 10.2 "Study of the vehicles technical condition", alo.engine@gmail.com, tel. +38096 616 183.

<sup>1</sup>International Motor Bureau, Shkolnaya str., 15, Nemshaev, Borodyansky district, Kiev region, 07853, Ukraine.