

DOI: 10.24412/2077-8481-2025-3-92-99

УДК 62-192

**Н. С. ЯНКЕВИЧ**, канд. техн. наук

Центр системного анализа и стратегических исследований НАН Беларуси (Минск, Беларусь)

## **ВЛИЯНИЕ КОНЦЕНТРАТОРОВ, ИМЕЮЩИХ РАДИУС МЕНЕЕ КРИТИЧЕСКОГО, НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ**

### **Аннотация**

Рассматриваются исследования влияния напряжённого состояния и сопротивляемости усталости коленчатых валов при наличии в конструкции концентраторов с радиусами менее критического, позволяющих реализовать направленное распространение возникающих трещин. Эксперименты проводились на специально разработанных моделях. Испытания включали изучение воздействия концентраторов напряжений разной геометрии с радиусами менее критического на усталостную прочность коленчатых валов на моделях.

### **Ключевые слова:**

напряжённое состояние, сопротивление усталости, концентратор напряжений, коленчатый вал, моделирование.

### **Для цитирования:**

Янкевич, Н. С. Влияние концентраторов, имеющих радиус менее критического, на сопротивление усталости коленчатых валов / Н. С. Янкевич // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2025. – № 3 (88). – С. 92–99.

### **Введение**

В последние годы значимость проблемы предотвращения усталостного разрушения ответственных деталей возрастает в связи с необходимостью увеличения ресурса и надёжности машин в условиях интенсивной эксплуатации. Основное внимание исследователей сосредоточено на участках деталей с резкими изменениями формы и размеров, где образуются локальные зоны с повышенными уровнями напряжений (концентраторам напряжений). Несмотря на многочисленные исследования, проведённые на различных образцах, существующие аналитические зависимости не обеспечивают достаточной точности описания напряжённого состояния в концентраторах напряжений, особенно в случаях наличия надрезов с радиусами менее критического и наложенных факторов концентрации. Это связано с тем, что такие

модели недостаточно учитывают масштабные факторы, свойства материалов и другие важные аспекты.

При выборе объекта исследования учитывался объём накопленной информации по рассматриваемому вопросу, важность функционирования в машине и др. Как известно, во время эксплуатации двигателя в плоскости кривошипа возникают максимальные напряжения от изгиба. При этом концентрацию напряжений в соединении шейки со щекой целесообразно рассматривать как в зависимости от влияния соотношения размеров кривошипа, так и относительно малой кривизны галтелей. При этом галтели в коленчатых валах стараются выполнять радиусом максимальной величины, что приводит к уменьшению рабочих поверхностей коренных и шатунных шеек. Для устранения этого недостатка в ряде случаев галтели описывают несколькими радиусами. Предлагаются также эллиптические, параболические

ческие и другой формы галтели, в том числе с поднутрением в щеку и шейку (одновременно или отдельно). Последнее также уменьшает рабочую поверхность и, следовательно, долговечность коренных и шатунных подшипников. Следует отметить, что сведения об эффективности применения в коленчатых валах различных галтелей весьма противоречивы, что объясняется неодинаковым упрочнением материала в опасных местах конструкции, которое возникает в результате наведения остаточных напряжений в процессе их термической и механической обработки.

Для обеспечения необходимой прочности участки перехода шеек в щеки обычно шлифуют, полируют и подвергают другим видам обработки и упрочнения [1, 2]. Однако появились и другие подходы в решении задачи о повышении сопротивления усталости коленчатых валов [3]. Так, предложен и запатентован коленчатый вал с зонами увеличенной податливости, смягчающими передачу усилий при совершении поршнем рабочего хода. Эти зоны образованы щеками вала, жесткость которых уменьшена путем выполнения в них специальных вырезов – клиноподобных и трещиноподобных сквозных прорезей [3].

Поэтому проведение исследований с целью повышения сопротивления усталости коленчатых валов за счет устранения в шейках микроконцентраторов, а также поиска путей управления развитием возникающих при эксплуатации трещин (их увода в элементы коленчатого вала с большим запасом прочности) является актуальным.

### **Основная часть**

*Выбор объекта исследования.* В качестве объекта исследования выбран конструкция коленчатого вала, в котором переходы в каждой плоскости, проходящей через ось каждой шейки, выполнены в виде внутреннего угла,

один из лучей которого расположен на обращенной к шейке поверхности, а второй – под углом  $\alpha$  к поверхности щеки с углублением в шейку. Сопоставительный анализ с серийной конструкцией коленчатого вала Д-243 Минского моторного завода показывает, что при надлежащем выборе параметров углубления может наблюдаться изменение направления развития усталостной трещины в конструкции.

При этом напряженное состояние в области перекрытия будет определяться двумя факторами: с одной стороны – увеличением податливости щеки и шеек, что обусловлено конструктивным исполнением перехода, а с другой – влиянием концентрации напряжений (рис. 1).

*Численные исследования напряженно-деформированного состояния кривошипов коленчатого вала с предложенной конструкцией перехода от шеек в щеки.* С помощью метода конечных элементов [4] (рис. 2) установлено, что снижение максимальных нормальных напряжений в рассматриваемой конструкции является достаточно существенным (табл. 1), что обусловлено увеличением податливости шеек в плоскости опасного сечения. Кроме того, наблюдается перераспределение напряжений, заключающееся в том, что изохромы смещались в область шеек, разгружая таким образом наиболее опасное место – перекрытие, что создает предпосылки для увода образующихся в процессе многоциклового нагружения трещин в элементы коленчатого вала с большим запасом прочности.

Однако следует отметить, что сопротивление усталости деталей не всегда определяется только максимальными нормальными напряжениями в концентраторах. Поэтому данные по изменению величин максимальных нормальных напряжений, полученные с помощью метода конечных элементов, были дополнены результатами сравнительных испытаний на усталость.

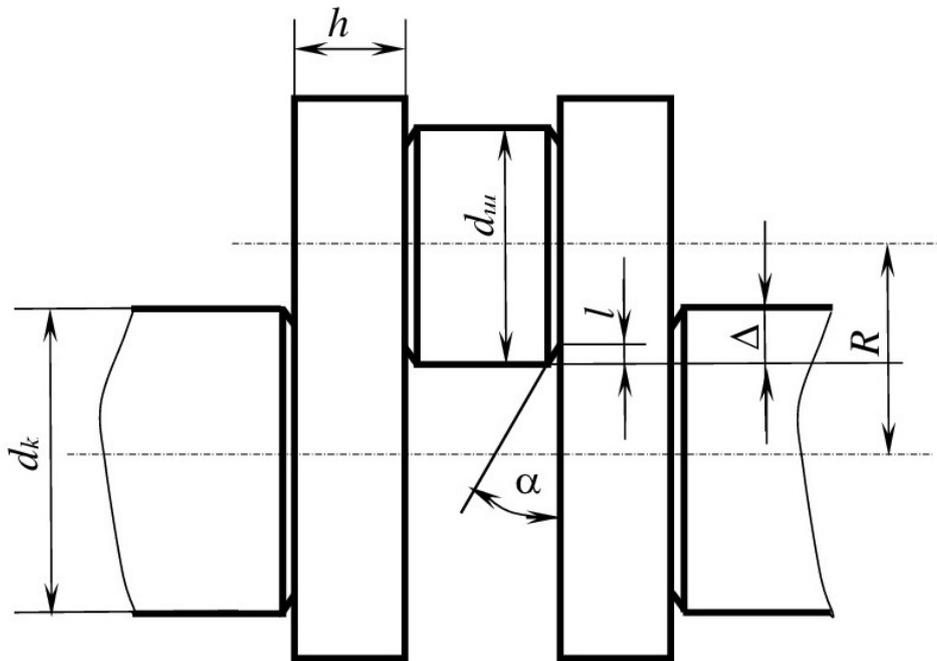


Рис. 1. Рассматриваемая конструкция колена вала

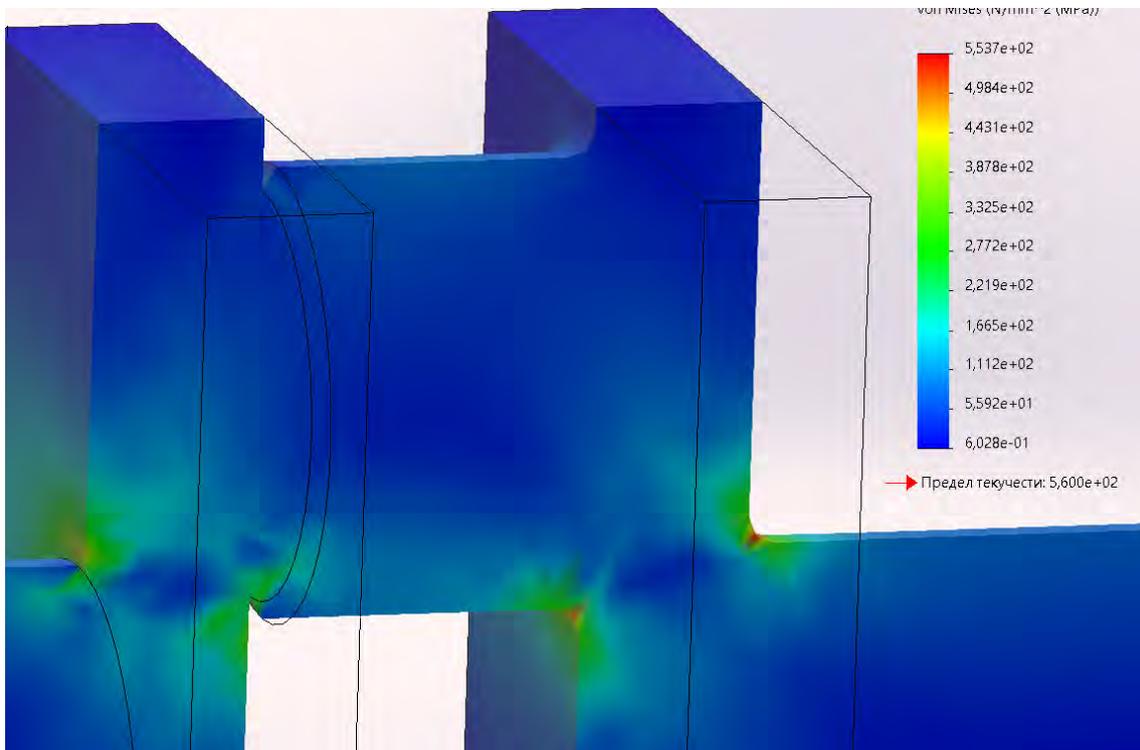


Рис. 2. Расчет колена вала, одна из галтелей которого выполнена в виде надреза под углом  $30^\circ$ , а другая – радиусом галтели  $r = 4,0$  мм, с помощью метода конечных элементов

Табл. 1. Влияние надрезов в коренной и шатунных шейках коленчатого вала, выполненных под углом  $\alpha$  глубиной  $l$ , на напряженно-деформированное состояние конструкции

Угол надреза $\alpha$ , град	Глубина надреза $l$ , мм	Максимальное напряжение $\sigma_1$ , МПа	Отклонение, %
0,0	0,0	350,5	0,0
30,0	1,0	286,0	-15,8
	2,0	289,1	-15,1
	3,0	301,6	-11,4
	4,0	331,6	-2,6
45,0	1,0	320,2	-6,7
	2,0	327,9	-3,7
	3,0	402,0	18,1
	4,0	451,1	32,5
60,0	1,0	370,6	8,8
	2,0	381,2	12,0
	3,0	461,9	35,7
	4,0	520,2	52,0

Стендовые испытания моделей кривошипа коленчатого вала с предложенной конструкцией перехода от шеек в щеки. Стендовые испытания проводились на моделях, изготовленных по конструктивно-технологическим параметрам коленчатого вала двигателя Д-240 Минского моторного завода (радиус кривошипа  $R = 62,5$  мм, диаметр коренных шеек  $d_k = 75,0$  мм, диаметр шатунных шеек  $d_{ш} = 68,0$  мм, толщина щеки  $h = 25,0$  мм, ширина щеки  $c = 112,0$  мм, перекрытие шеек  $\Delta = 7,0$  мм, материал – сталь 45Х, 207...255 НВ), подвергшиеся одинаковой термической обработке (рис. 3). Модель выполнена из соответствующей марки стали. Рабочая часть включает частично реализованные коренную и шатунную шейки, оси которых смещены друг относительно друга на расстояние, равное радиусу кривошипа  $R$ . Размеры поперечного сечения пластины между выступами выбраны такими же, как размеры поперечного сечения щек коленчатого вала.

Испытания проводились на стендах, обеспечивающих нагружение полноразмерных моделей. Задаваемая при испытаниях нагрузка (величина изгибающего момента) устанавливалась по статическим тарировочным зависимостям «перемещение рычага – нагрузка». Перемещение рычага определялось с помощью микроскопа, нагрузка – по динамометру.

В результате испытаний установлено, что в случае выполнения переходов согласно ограничениям (1) наблюдалось повышение предельного изгибающего момента на 13,8 % (табл. 2) по сравнению с моделями, имеющими переходы от щек к шейкам, выполненные в виде галтелей с радиусом  $r = 4,0$  мм.

$$\frac{d}{10,6} \cdot \frac{\Delta}{h} \leq l \leq \frac{d}{9,4} \cdot \frac{\Delta}{h}; \quad (1)$$

$$1,9 \arcsin \frac{\Delta}{h} \leq \alpha \leq 2,2 \arcsin \frac{\Delta}{h}.$$



Рис. 3. Модель кривошипа коленчатого вала

Табл. 2. Влияние надрезов в коренной и шатунных шейках коленчатого вала, выполненных под углом  $\alpha$  глубиной  $l$ , на сопротивление усталости конструкции

Угол надреза $\alpha$ , град	Глубина надреза $l$ , мм	Предельный изгибающий момент $M_{np}^{uz}$ , Н·м	Отклонение, %
0,0	0,0	1 450,0	0,0
30,0	1,0	1 650,0	13,8
	2,0	1 650,0	13,8
	3,0	1 550,0	6,9
45,0	1,0	1 550,0	6,9
	2,0	1 550,0	6,9
	3,0	1 450,0	0,0

*Анализ полученных результатов.* Анализ усталостных поломок показывает, что при многоцикловом нагружении трещины зарождались как в перекрытии шеек, так и у торцов модели (рис. 4). После того, как длина усталостной трещины, развивающейся от ребра щеки, составляла

$$l_{mp} = \frac{1}{8}C,$$

где  $C$  – ширина щеки, наблюдалось распространение встречной трещины в перекрытии (от середины щеки) по направлению, определяемому геометрическими параметрами концентратора в области перехода щек в шейку.

Полученный усталостный излом свидетельствует о сложной траектории развития трещины (см. рис. 4), что делает перспективным применение ло-

кальной закалки щек.

Представляет интерес также исследование влияния концентраторов, выполненных в виде выточек в галтельном переходе, определяемых двумя уг-

лами ( $\alpha$  – угол к поверхности щеки с углублением  $l$  в шейку;  $\beta$  – угол к поверхности щеки) (рис. 5).

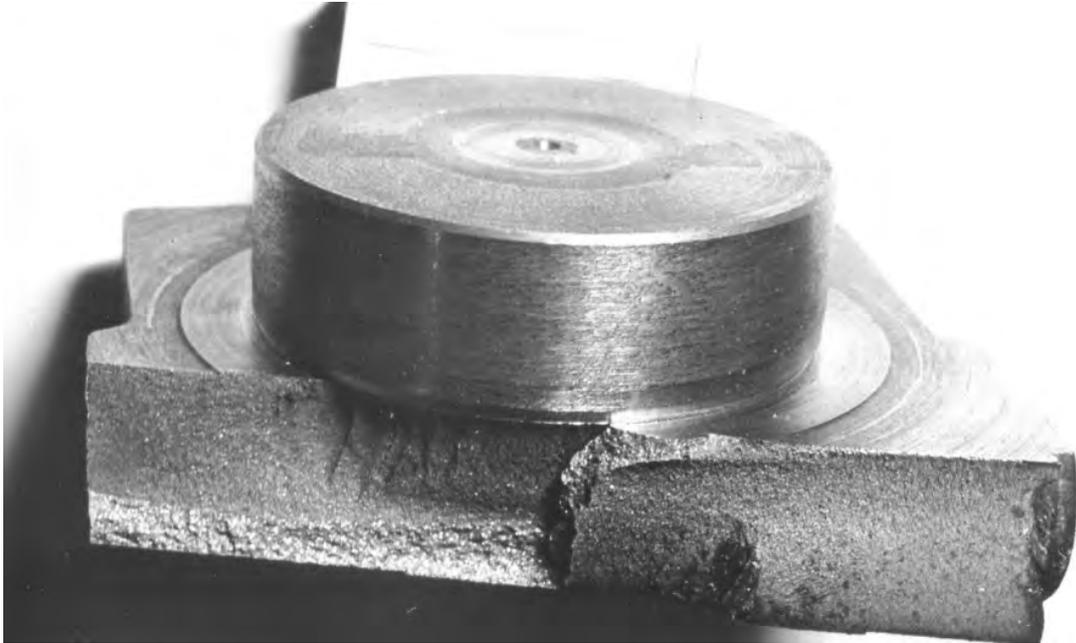


Рис. 4. Усталостная поломка модели кривошипа коленчатого вала с выточками, выполненными в галтельном переходе

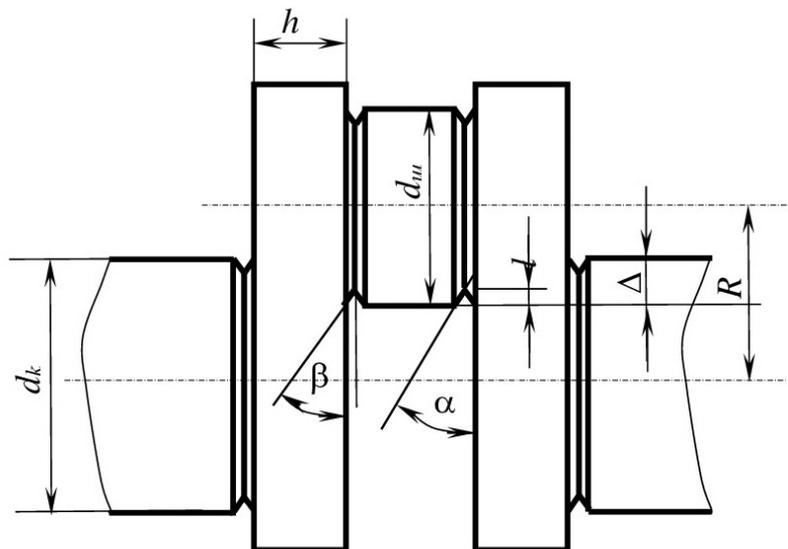


Рис. 5. Конструкция коленчатого вала с острыми выточками, выполненными под углами  $\alpha$  и  $\beta$  в шейки

Исследования напряженно-деформированного состояния проводились с помощью расчетных моделей (метод конечных элементов), а сопротивления усталости – на физических моделях, изготовленных согласно конструктивно-технологическим параметрам кривошипа коленчатого вала Д-240 Минского моторного завода, в области галтельных переходов которых были выполнены

концентраторы, описываемые углами  $\alpha$  и  $\beta$  глубиной  $l$  концентратора в шейке.

Конструкция коленчатого вала с острыми выточками, выполненными под углами  $\alpha$  и  $\beta$  в шейки представлена на рис. 5.

Результаты исследований приведены на рис. 6.

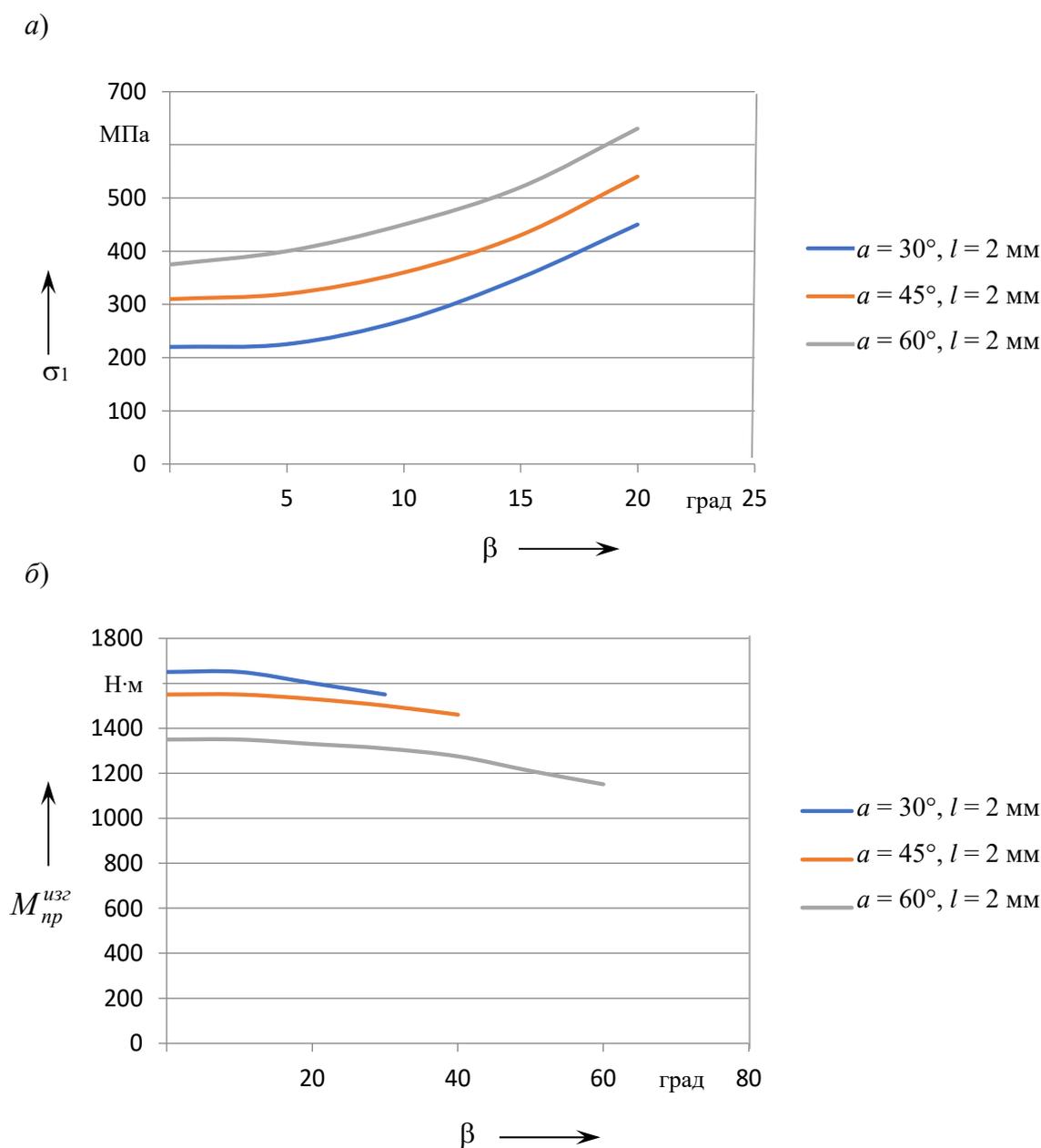


Рис. 6. Конструкция коленчатого вала с выточками, имеющими критический радиус и выполненными под углами  $\alpha$  и  $\beta$  в шейки

### Заклучение

Проведенные исследования позволяют сделать вывод о перспективности проведения исследований разрушения конструкций в условиях наличия в них концентраторов с критическим радиусом кривизны (могут быть рассмотрены как трещины). Поэтому задача нахождения путей их управляемого развития или остановки (нераспространяющиеся усталостные трещины) является актуальной. Таким обра-

зом, новые знания о концентраторах напряжений и их влиянии на усталостную прочность полноразмерных деталей могут открыть новые возможности для повышения усталостной прочности последних. Тем не менее окончательные выводы о применении таких решений должны быть сделаны только после изучения суммарного эффекта концентрации напряжений, обусловленного всей сложностью реальной конструкции.

### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вальехо, М. П. Р. Конструирование и расчет коленчатого вала / М. П. Р. Вальехо, Н. Д. Чайнов, А. Н. Краснокутский. – М.: ИНФРА-М, 2023. – 134 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / М. Г. Круглов, А. С. Орлин, В. П. Алексеев [и др.]. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.
3. Patent USA 708106 A. Acute angle crankarm transmitting reciprocating motion in a rotary fashion : publ. date 24.11.1987.
4. Зенкевич, О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 540 с.

Статья сдана в редакцию 25 июня 2025 года

Контакты:

<https://nasb.gov.by> (Янкевич Наталья Степановна).

**N. S. YANKEVICH**

## INFLUENCE OF STRESS CONCENTRATORS WITH SUB-CRITICAL RADII ON THE FATIGUE RESISTANCE OF CRANKSHAFTS

### Abstract

The article discusses research into the influence of the stress state and fatigue resistance of crankshafts with stress concentrators having radii less than critical, allowing directed propagation of emerging cracks. The experiments were carried out using specially designed models. Testing included studying the effect of stress concentrators of different geometries with radii less than critical on the fatigue strength of crankshafts in these models.

### Keywords:

stress state, fatigue resistance, stress concentrator, crankshaft, modeling.

### For citation:

Yankevich, N. S. Influence of stress concentrators with sub-critical radii on the fatigue resistance of crankshafts / N. S. Yankevich // Belarusian-Russian University Bulletin. – 2025. – № 3 (88). – P. 92–99.