

- plants (PNAE G-7-002–86. Rules and regulations in the nuclear industry)]. — Moscow: Énergoatomizdat, 1989. — 525 p. [in Russian].
4. Prochnost' i resurs vodo-vodyanykh énergeticheskikh reaktorov [Strength and resource of VVER] / A. N. Romanov (ed.). — Moscow: Nauka, 1988. — 311 p. [in Russian].
5. **Makhutov N. A.** Konstruktsionnaya prochnost', resurs i tekhnogennaya bezopasnost' [Structural strength, resources and technogenic safety]. In 2 paats — Novosibirsk: Nauka, 2005. Part 1: Kriterii prochnosti i resursa [Criteria for strength and resource]. — 494 p. Part 2: Obosnovanie resursa i bezopasnosti [Sastification of resource and safety]. — 610 p. [in Russian].

УДК 620.169.1:620.17:621.773.9

## СТАТИЧЕСКАЯ, ДИНАМИЧЕСКАЯ И ЦИКЛИЧЕСКАЯ ПРОЧНОСТЬ МЕТАЛЛА ШПИЛЕК КРУПНЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ<sup>1</sup>

© **В. М. Матюнин<sup>2</sup>, Б. М. Орахелашвили<sup>2</sup>, А. Ю. Марченков<sup>2</sup>,  
А. Г. Казанцев<sup>3</sup>, М. Ж. Кахадзе<sup>3</sup>, К. А. Соин<sup>3</sup>**

*Статья поступила 16 декабря 2014 г.*

Исследованы микроструктура и механические свойства металла шпилек (сталь 40X) М90×4 для крепления крышек крупных гидроагрегатов. Механические свойства определены при статических, динамических и циклических испытаниях образцов, вырезанных из шпильки в продольном и поперечном направлениях и на разном удалении от поверхности. Выявлен характер изменения микроструктуры и механических свойств по поперечному сечению шпильки. Проведены статические и циклические испытания модельных и натуральных шпилек вместе с гайками. Определены значения нагрузки и напряжения, при которых происходит цепной срез витков резьбового соединения. Установлено сильное влияние масштабного фактора на долговечность шпилек при циклических испытаниях.

**Ключевые слова:** механические свойства; микроструктура; прочность; динамическая трещиностойкость; долговечность; масштабный эффект.

Крепеж, например, в виде шпилек, болтов, гаек, предназначенный для крепления деталей различных конструкций и машин, занимает важное место в обеспечении их надежной и долговечной эксплуатации. Особую актуальность эта проблема приобрела после случившейся в 2009 г. аварии на Саяно-Шушенской ГЭС, где при разрушении шпилек была сорвана крышка гидроагрегата № 2. Согласно экспертизе, выполненной ОАО «ЦНИИТМАШ», было установлено, что разрушенные шпильки М80 были изготовлены из углеродистой стали 35, а их излом имел характер усталостного разрушения.

При изготовлении новых 10 гидроагрегатов для Саяно-Шушенской ГЭС для шпилек была выбрана легированная сталь 40X, а их диаметр увеличен с 80 до 90 мм. Конструктивное отличие новых шпилек состояло не только в больших размерах, но и в наличии сквозного осевого отверстия диаметром 20 мм, предназначенного для контроля их затяга.

В данной работе приведены результаты механических испытаний металла шпилек М90 из стали 40X при статическом, динамическом и циклическом нагружении. Основное внимание уделено выявлению характера распределения микроструктуры и механических свойств по поперечному сечению шпильки, стендовым испытаниям натуральных шпилек на статическую и циклическую прочность, масштабному фактору, влияющему на долговечность и сопротивление шпилек разрушению.

На рис. 1 представлена схема новой шпильки М90×4.

Спектральный анализ показал, что материал шпильки — сталь 40X, а гайки — сталь 35. Из одной шпильки вырезали заготовки в продольном и поперечном направлениях, а также на разном удалении от ее поверхности. Из заготовок изготавливали образцы для испытаний на растяжение, ударную вязкость и усталость, а также микрошлифы для проведения металлографического анализа. Цилиндрические пятикратные образцы диаметром 5 мм для испытаний на растяжение соответствовали ГОСТ 1497–84 (тип III). Образцы для испытаний на ударную вязкость с острым надрезом вида V соответствовали ГОСТ 9454–78,

<sup>1</sup> Работа выполнена за счет средств гранта Российского научного фонда № 15-19-00166.

<sup>2</sup> Национальный исследовательский университет «Московский энергетический институт», Москва, Россия; e-mail: MatiuninVM@mpei.ru

<sup>3</sup> ОАО НПО «ЦНИИТМАШ», Москва, Россия.

гладкие и надрезанные образцы диаметрами 5 и 6 мм для испытаний на усталость — ГОСТ 25.502–79 (надрезанные — тип VIII, гладкие — тип II). Кроме перечисленных образцов для испытаний на усталость, изготавливали модельные шпильки М10, М8, М6 и М4 вместе с гайками из той же стали 40Х, подобные натурной шпильке М90 с гайками.

Для анализа микроструктуры стали по поперечному сечению шпильки изготавливали микрошлифы из заготовок, находящихся на разном удалении от поверхности. Металлографический анализ микрошлифов выполняли на микроскопе Zeiss Observer Z1M. На рис. 2 представлены изображения микроструктур стали 40Х вблизи поверхности, в средней части и вблизи осевого отверстия шпильки.

Микроструктура стали постепенно меняется по мере удаления от поверхности шпильки: снижается дисперсность ферритно-цементитной смеси трооститного типа, увеличивается доля ферритной

составляющей, увеличивается средний размер зерна (номер зерна изменяется от G12 до G9 согласно ГОСТ 5639–82). Различия в микроструктуре вызваны способностью стали 40Х к прокаливаемости. В процессе термической обработки (закалка 840–860 °С и отпуск 550–560 °С) охлаждение поверхностных и внутренних слоев шпильки происходит с разной скоростью. Это отражается на дисперсности ферритно-цементитной смеси — при большей скорости охлаждения поверхностных слоев дисперсность этой смеси повышается.

Испытания образцов на растяжение выполняли на машине Instron 5982 со скоростью деформирования  $v_{\text{деф}} = 2$  мм/мин. В табл. 1 представлены механические характеристики металла шпильки, определенные растяжением продольных и поперечных образцов, расположенных на разном удалении от поверхности. Наблюдаются некоторые различия в механических характеристиках испытанных образцов. Значения

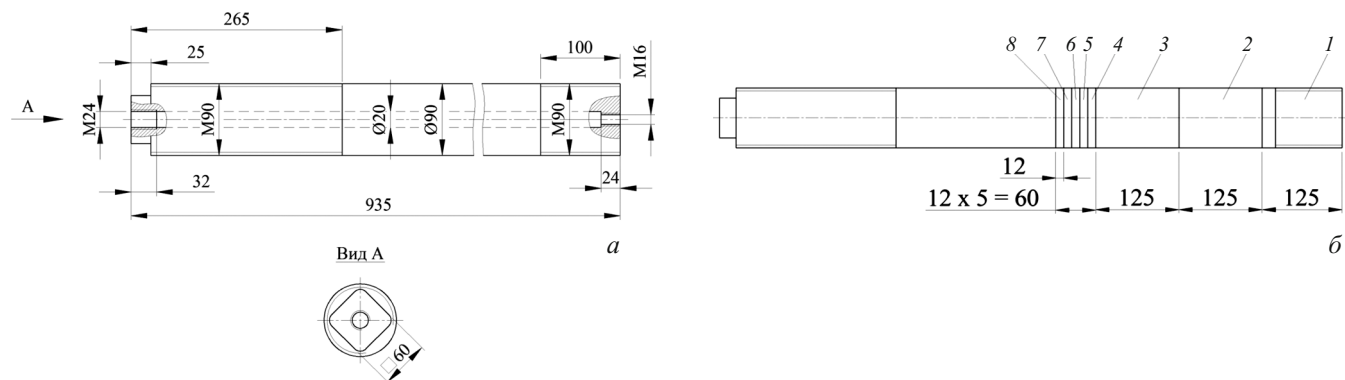


Рис. 1. Конструкция новой шпильки М90 из стали 40Х (а) и схема ее раскроя (б): 1–8 — номера заготовок

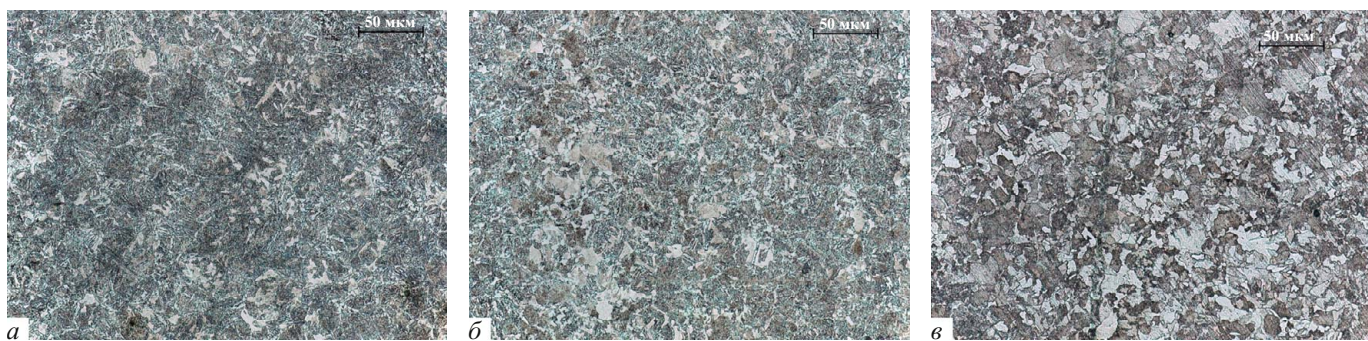


Рис. 2. Микроструктура ( $\times 500$ ) металла шпильки в наружных слоях (а), в центральной части (б), вблизи отверстия (в)

Таблица 1. Результаты испытаний растяжением продольных и поперечных образцов, расположенных на разном удалении от поверхности

Ориентация образца относительно оси шпильки	Расположение образца относительно поверхности шпильки	$\sigma_{0,2}$		$\sigma_B$		$\delta_p, \%$	$\delta_5, \%$	$\Psi_k, \%$
		МПа	кг/мм <sup>2</sup>	МПа	кг/мм <sup>2</sup>			
Продольная	Ближе к поверхности	483	49,2	688	70,1	9,8	20,7	66
	Дальше от поверхности	448	45,7	657	67,0	11,4	22,5	68
Поперечная	Ближе к поверхности	430	43,8	670	68,3	11,1	19,1	55
	Дальше от поверхности	418	42,6	662	67,5	11,5	21,2	57

прочности, определенные на образцах, расположенных ближе к поверхности шпильки, оказались выше, чем на образцах, расположенными ближе к сердцевине. Параметры пластичности, наоборот, выше у образцов, расположенных ближе к сердцевине. Выявлено также различие механических характеристик продольных и поперечных образцов, расположенных на одинаковом удалении от поверхности шпильки: у продольных образцов они оказались несколько выше. Однако эти различия не превышали 9 % для характеристик прочности и 13 % (в абсолютном исчислении) для относительного сужения  $\Psi$  после разрыва, по равномерному ( $\delta_p$ ) и конечному ( $\delta_5$ ) удлинению они были меньше, чем для  $\Psi$ .

Следует отметить, что относительно большие размеры образцов не позволили детально выявить распределение механических характеристик металла по всему поперечному сечению шпильки — от поверхности до центрального осевого отверстия. Для выполнения этой задачи был применен безобразцовый метод определения механических свойств металла по характеристикам твердости. Для этого использовали методику и приборы, разработанные в МЭИ [1].

Для определения твердости по Бринеллю  $HB_{2,5/187,5/5}$ , предела текучести  $\sigma_{0,2}$  и временного сопротивления  $\sigma_b$  металла на поверхности шпильки применяли переносной прибор МЭИ-Т7 (рис. 3), а для определения этих же характеристик и равномерного



Рис. 3. Общий вид прибора МЭИ-Т7, закрепленного на шпильке

удлинения  $\delta_p$  на шлифе — стационарный автоматизированный прибор МЭИ-ТА (рис. 4) [1].

Прибор МЭИ-ТА позволяет регистрировать кинетические диаграммы вдавливания в координатах нагрузка – перемещение индентора и преобразовывать их в диаграммы растяжения в условных  $\sigma - \delta$  и истинных  $S - \epsilon$  координатах в области равномерной деформации (рис. 4). По поперечному сечению шпильки, начиная от поверхности и до центрального отверстия,

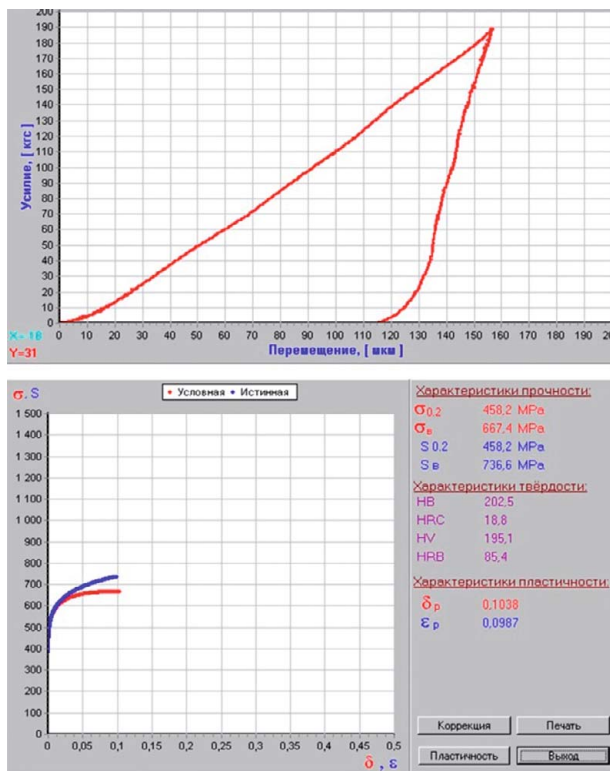
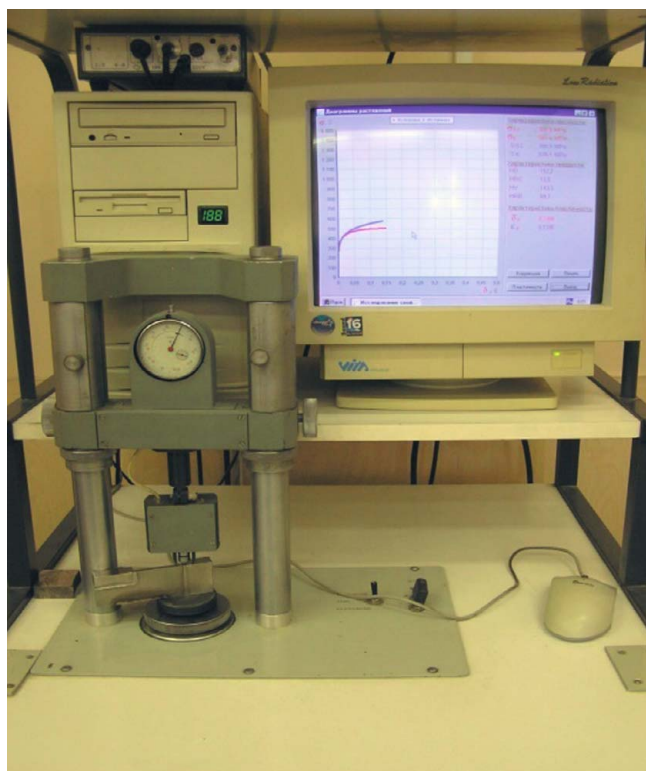


Рис. 4. Автоматизированный прибор МЭИ-ТА (а) и кинетическая диаграмма вдавливания с преобразованными диаграммами растяжения для точки, расположенной ближе к поверхности шпильки (б)

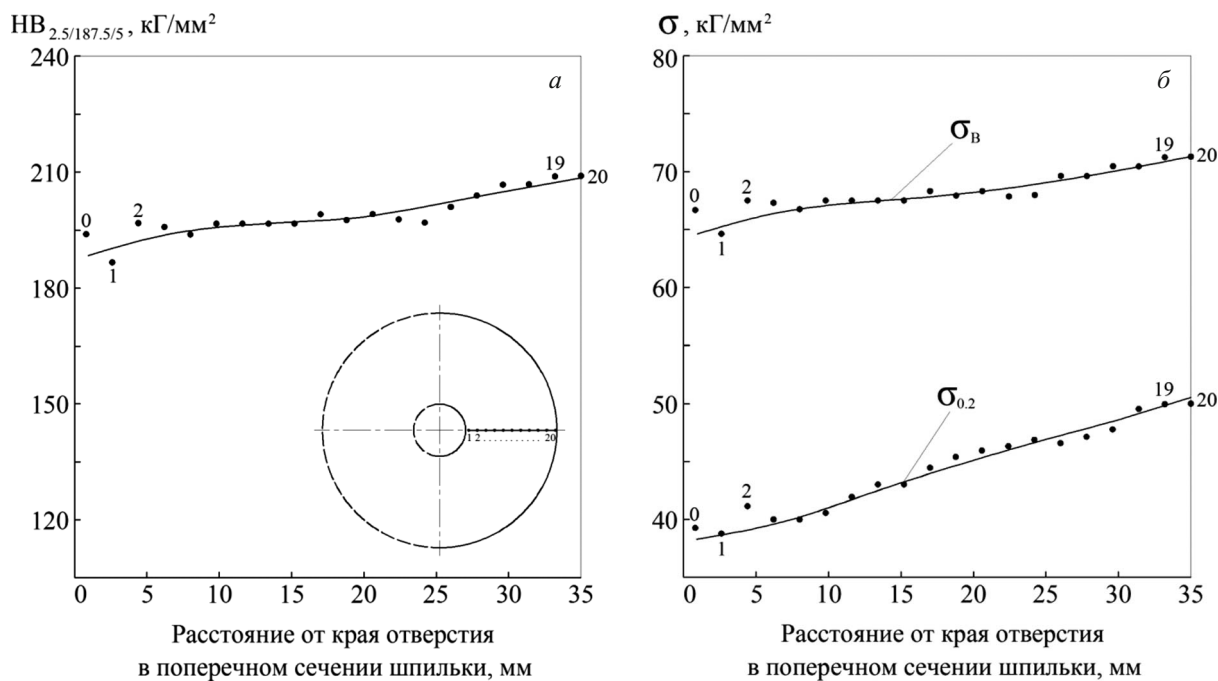


Рис. 5. Распределение твердости по Бринеллю  $HB_{2,5/187,5/5}$  (а), условного предела текучести  $\sigma_{0,2}$  и временного сопротивления  $\sigma_{\text{в}}$  (б) в поперечном сечении шпильки

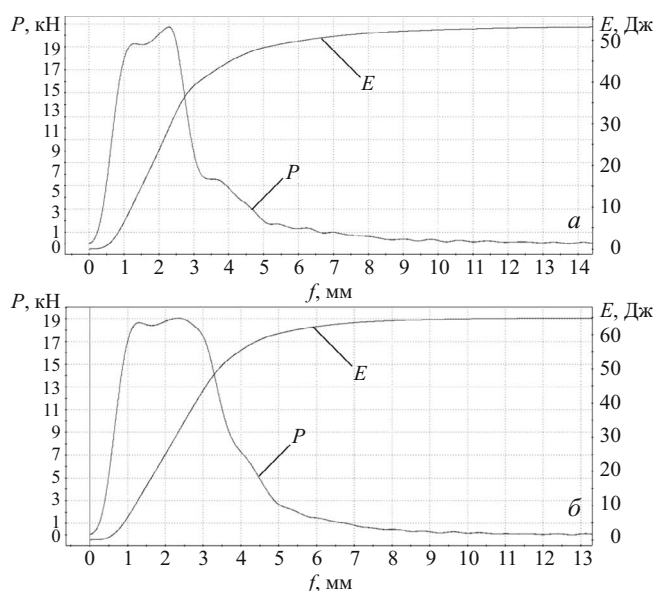


Рис. 6. Диаграммы динамического изгиба усилие  $P$  – прогиб  $f$  и энергия  $E$  – прогиб  $f$  для образцов с надрезом вида V из стали 40X: а и б — образцы, расположенные ближе и дальше от поверхности

было зарегистрировано 20 диаграмм вдавливания с определением  $\sigma_{0,2}$ ,  $\sigma_{\text{в}}$  и  $\delta_{\text{р}}$ .

На рис. 5 представлены графики распределения  $HB_{2,5/187,5/5}$ ,  $\sigma_{0,2}$  и  $\sigma_{\text{в}}$  по поперечному сечению шпильки, которые дают полную картину характера изменения указанных механических характеристик. Можно отметить более резкое снижение  $\sigma_{0,2}$  от поверхности шпильки к ее сердцевине, чем  $\sigma_{\text{в}}$ ; снижение  $\sigma_{0,2}$  достигает 27 %, что необходимо учитывать в расчетах шпильки на прочность.

Ударную вязкость металла шпильки М90 определяли на автоматизированном копре Instron МРХ-450 с регистрацией диаграмм изгиба в координатах нагрузка — прогиб образца и энергия — прогиб образца. Данные диаграммы позволяют разделить общую энергию разрушения образца  $E_{\text{к}}$  на энергию зарождения ( $E_{\text{з}}$ ) и энергию распространения ( $E_{\text{р}}$ ) трещины. На рис. 6 представлены такие диаграммы динамического изгиба для двух ударных образцов, расположенных на разном удалении от поверхности шпильки. По энергии зарождения трещины  $E_{\text{з}}$  рассчитывали динамическую трещиностойкость [3]

$$J_{id} = \frac{2E_3}{b(h-a)}, \quad (1)$$

где  $b$  и  $h$  — ширина и высота образца;  $a$  — глубина надреза.

В табл. 2 представлены значения  $E_{\text{з}}$ ,  $E_{\text{р}}$ ,  $E_{\text{к}}$ ,  $KCV$  и  $J_{id}$ , определенные для образцов, расположенных на разном удалении от поверхности шпильки. Видно, что значения всех вышеперечисленных динамических характеристик для образцов, расположенных на удалении от поверхности шпильки, выше, чем для образцов, расположенных ближе к поверхности: ударная вязкость  $KCV$  — на 30,1 %, а динамическая трещиностойкость  $J_{id}$  — на 48,4 %.

При испытаниях на динамический изгиб продольных и поперечных образцов, расположенных на одном удалении от поверхности шпильки, ударная вязкость  $KCV$  первых оказалась примерно на 5 % выше.

Помимо испытаний образцов, были выполнены натурные статические испытания на разрыв резь-

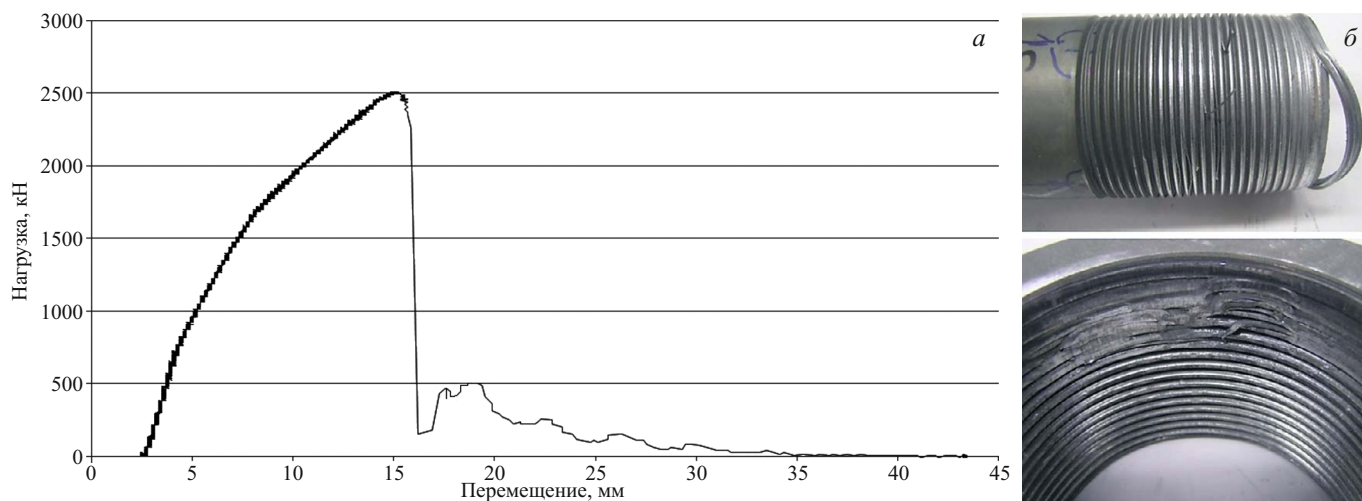


Рис. 7. Диаграмма растяжения (а) и фрагменты срезанной резьбы шпильки М90 и гайки (б)

бовых соединений шпилек М90 с гайками. Их проводили на машине РС10 Schenk с максимальным усилием 1000 т в отделе прочности ОАО НПО «ЦНИИТМАШ».

Нагружение осуществляли в режиме управления по усилию. Процесс деформирования регистрировался цифровой системой LTR-EU-2-5 фирмы L-Card с частотой дискретизации 100 Гц. Средняя скорость перемещения траверсы на участке возрастания нагрузки составляла примерно 0,07 мм/с.

На рис. 7 представлена диаграмма растяжения шпильки М90. При нагрузке  $P = 2500$  кН произошел срез части витков резьбы с вырывом шпильки из гайки. При этом среднее напряжение в шпильке составило 471 МПа, что близко к пределу текучести  $\sigma_{0,2} = 448$  МПа стали 40Х.

Анализ состояния резьбовой части шпильки и гайки М90 после разрушения показал, что повреждены только несколько первых витков. Последующие витки, также находившиеся в зацеплении, не имели следов заметной пластической деформации, что объясняется, по-видимому, недостаточной радиальной жесткостью гайки (размер под ключ составляет 130 мм). Это привело к тому, что по мере роста осевой нагрузки и соответствующего увеличения радиальных усилий на гайку (передаваемых через резьбу) уменьшалось перекрытие витков шпильки и гайки вплоть до выхода резьбы из зацепления при срезе первых витков. В этот момент (при потере несущей способности резьбового соединения) испытательная машина отработала ускоренное перемещение траверсы для поддержания заданной нагрузки и на повышенной скорости около 60 мм/с произошел вырыв резьбовой части шпильки из гайки. На диаграмме сила — перемещение (см. рис. 7) участок после максимума нагрузки отражает стадию вырыва. На этом участке имеется несколько локальных экстремумов нагрузки (500, 250, 200, 100 кН), расстояние между которыми соответствует шагу резьбы, т.е. при вырыве шпильки

имел место ряд последовательных зацеплений витков шпильки и гайки с незначительным перекрытием. Для исключения описанного механизма разрушения необходимо повысить радиальную жесткость гайки за счет увеличения ее диаметра.

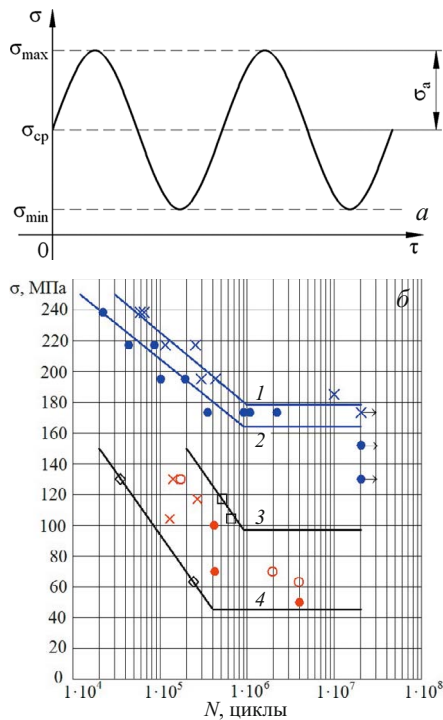
Согласно работе [2], усилие  $P_r$ , вызывающее срез витков гайки, рассчитывается по формуле

$$P_r = \rho d_1 k_\sigma H k_m \sigma_{\text{вг}}, \quad (2)$$

где  $d_1$  — внутренний диаметр резьбы;  $k_\sigma$  — коэффициент полноты резьбы;  $H$  — высота гайки;  $k_m$  — коэффициент, учитывающий неравномерность дефор-

Таблица 2. Результаты определения  $E_z$ ,  $E_p$ ,  $E_k$ ,  $KCV$ ,  $J_{id}$  металла шпильки на поперечных образцах, вырезанных на разном удалении от поверхности (полуширными даны средние значения)

Динамические механические характеристики	Ближе к поверхности	Дальше от поверхности
$E_z$ , Дж	11,09	31,80
	28,91	31,32
	28,18	38,05
	<b>22,73</b>	<b>33,72</b>
$E_p$ , Дж	30,36	32,97
	24,21	26,51
	24,02	30,30
	<b>26,20</b>	<b>29,93</b>
$E_k$ , Дж	41,45	64,77
	53,12	57,83
	52,20	68,35
	<b>48,92</b>	<b>63,65</b>
$KCV$ , Дж/см <sup>2</sup> (кг · м/см <sup>2</sup> )	51,81 (5,28)	80,96 (8,25)
	66,40 (6,77)	72,29 (7,37)
	65,25 (6,65)	85,44 (8,71)
	<b>61,15 (6,23)</b>	<b>79,56 (8,11)</b>
$J_{id}$ , кН/м	277,2	795,0
	722,6	783,0
	705,0	951,2
	<b>568,0</b>	<b>843,0</b>



**Рис. 8.** Схема нагружения (а) и результаты испытаний на усталость (б) гладких образцов (1), образцов с надрезом (2) и резьбовых соединений М4 (3), М90 (4), М10 (●), М8 (○), М6 (×), М4 (□), М90 (◇)

мации витков по высоте гайки при наличии в резьбе пластических деформаций;  $\tau_{вг}$  — временное сопротивление металла гайки на срез;  $\sigma_{вг}$  — временное сопротивление металла гайки при растяжении.

Подставив в формулу (2) значения  $d_1 = 84,5$  мм,  $H = 72$  мм,  $\sigma_{вг} = 540$  МПа ( $55$  кГ/мм<sup>2</sup>) ( $\sigma_{вг}$  определяли безобразцовым способом вдавливанием индентора согласно ГОСТ 22761–77), получим  $P_r = 3228,3$  кН ( $329\,081$  кГ). Однако реальное значение  $P_r$ , равное  $2500$  кН, оказалось ниже расчетного на  $728,3$  кН.

Согласно работе [2], для обеспечения равнопрочности витков резьбы шпильки и гайки необходимо выполнение следующего условия:

$$\frac{H_0}{d} = 0,47 \frac{\chi}{k_m} \frac{\sigma_{вш}}{\sigma_{вг}} \left( \frac{d_1}{d} \right)^2, \quad (3)$$

где  $H_0$  — необходимая высота гайки;  $\chi = 1$  — коэффициент, учитывающий упрочняющий эффект от проточки после резьбы (проточка отсутствует);  $\sigma_{вш}$  — временное сопротивление материала шпильки; остальные обозначения те же, что и в формуле (2).

Принимая  $\sigma_{вш} = 687$  МПа ( $70$  кГ/мм<sup>2</sup>) и подставляя значения  $\sigma_{вг} = 540$  МПа ( $55$  кГ/мм<sup>2</sup>),  $d_1 = 84,5$  мм и  $d = 90$  мм в формулу (3), получим  $H_0/d = 0,879$ . Тогда необходимая высота гайки должна составить  $H_0 = 0,879 \cdot 90 = 79,1$  мм. Фактическая высота гайки натуральной шпильки —  $72$  мм, что меньше расчетной примерно на  $7,1$  мм.

Если следовать другому условию [2], при котором предельная высота гайки  $H$  обеспечивает наибольшую несущую способность резьбы, необходимо выдержать  $H/d = 1,55 - 1,6$ . Если принять  $H/d = 1,55$ , то при  $d = 90$  мм получим  $H \approx 139,5$  мм, т.е. высоту реальной гайки следует увеличить почти вдвое.

Однако пониженное сопротивление срезу резьбы М90×4, по-видимому, обусловлено мелким шагом резьбы. В этом случае (при отношении диаметра к шагу  $d/p > 15$ ) увеличение высоты гайки может не дать желаемого эффекта [2].

Интересно отметить, что при испытаниях на разрыв шпильки М8 с крупным шагом ( $d/p = 6,4$ ) из стали 40Х с гайкой из этой же стали высотой  $6$  мм среза резьбы не произошло и шпилька разрушилась по второму витку. Для шпильки М8  $H_0/d = 0,75$  (что ниже соответствующего значения для шпильки М90, равного  $0,8$ ). Однако при крупном шаге резьбы М8 этой высоты гайки оказалось достаточно для обеспечения с запасом несущей способности резьбы и исключения среза витков.

Особый интерес представляют циклические испытания образцов и шпилек с доведением их до разрушения. Это объясняется тем, что в условиях эксплуатации шпильки крышек гидроагрегатов испытывают воздействия вибраций и циклических растягивающих нагрузок. Поэтому для циклических испытаний была выбрана схема (рис. 8, а) повторных нагружений растяжением по асимметричному циклу (коэффициент асимметрии  $R = 0,133$ ).

Результаты циклических испытаний гладких и надрезанных образцов, а также резьбовых соединений разного диаметра представлены на рис. 8, б в координатах амплитуда напряжений  $\sigma$  — число циклов до разрушения  $N$ . Испытания малоразмерных образцов (диаметром  $4 - 10$  мм) выполняли на машине Instron 8801 при частоте  $60$  Гц, а натуральных резьбовых соединений М90 — на установке PC10 Schenk (частота нагружения составляла  $0,5$  Гц).

Оценка эффективного коэффициента концентрации напряжений  $K_\sigma$ , для образцов с надрезом, равного отношению предела усталости гладкого образца  $\sigma_{0,133}^H$  к пределу усталости надрезанного образца  $\sigma_{0,133}^H$  на базе  $N = 10^7$  циклов, показала, что  $K_\sigma = 1,138$  (теоретический коэффициент концентрации напряжений  $\alpha_\sigma = 2,3$ ). Такое значение  $K$  свидетельствует о низкой чувствительности к надрезу стали 40Х для глубины надреза  $0,5$  мм и его радиуса  $0,5$  мм при указанных условиях циклического нагружения.

Результаты испытаний резьбовых соединений показали существенное влияние масштабного эффекта: чем больше диаметр шпильки, тем ниже сопротивление циклическим нагрузкам. Естественно, что самые нижние точки соответствуют натурным шпилькам М90.

Влияние масштабного эффекта на циклическую прочность было исследовано во многих работах, например, в [4 – 7]. В [4] было экспериментально установлено, что предел усталости уменьшается на 30 % при увеличении диаметра образца с 10 до 120 мм.

В работе [7] исследована циклическая прочность шпилек М27 из стали 40Х при среднем напряжении цикла 125 МПа и сделан аналитический прогноз предела усталости шпилек М90 из этой же стали с учетом масштабного фактора на основе теории подобия усталостного разрушения [5, 6]. Получено, что при переходе от резьбы М27 к М90 величина предела выносливости снижается на 12 %.

В данной работе для оценки циклической прочности моделей и натуральных шпилек также была использована статистическая теория подобия усталостного разрушения [5, 6], в основе которой лежит теория прочности «наиболее слабого звена» Вейбулла. Основное уравнение теории подобия (для вероятности разрушения 0,5) имеет вид

$$\lg(\xi - 1) = -v_\sigma \lg \theta, \quad (4)$$

где  $\xi = \sigma_{\max}/u$ ;  $\theta = \frac{L/\bar{G}}{(L/\bar{G})_0}$  — относительный критерий подобия усталостного разрушения;  $(L/\bar{G})_0 = 88,3 \text{ мм}^2$  — значение критерия  $L/\bar{G}$  для гладкого лабораторного образца диаметром  $d = 7,5 \text{ мм}$  при изгибе с вращением;  $L$  — периметр рабочего сечения детали;  $\bar{G}$  — относительный градиент напряжений,  $1/\text{мм}$ ;  $v_\sigma$  — характеристика материала, определяющая его чувствительность к концентрации напряжений и масштабному фактору (для углеродистых сталей  $v_\sigma = 0,1$ );  $\sigma_{\max}$  — максимальное первое главное напряжение в зоне концентрации;  $u$  — минимальная граница пределов выносливости.

Для пластичных металлов  $u = 0,5\bar{\sigma}_{-1}$  [6], где  $\bar{\sigma}_{-1}$  — медианное значение предела выносливости гладкого лабораторного образца диаметром 7,5 мм при изгибе с вращением. Значение  $\bar{\sigma}_{-1}$  приближенно можно оценить по корреляционной зависимости:  $\bar{\sigma}_{-1} = (0,55 - 0,0002R_m)R_m$ . Для стали 40Х (с учетом приведенных данных статических испытаний на растяжение)  $\bar{\sigma}_{-1} = 284 \text{ МПа}$ , откуда  $u = 142 \text{ МПа}$ .

Для применения теории подобия необходимо знать максимальные напряжения и относительный градиент напряжений у дна резьбовой канавки для модели и натурной шпильки. Для их определения были выполнены соответствующие расчеты напряженно-деформированного состояния резьбовых соединений с помощью метода конечных элементов. Расчет выполняли для резьбы М4×0,7, М27×1,5 и М90×4. Использовали осесимметричную конечноэлементную схему. При расчете учитывали контактное взаимодействие шпильки и гайки, а также гайки и опорной поверхности фланца. По данным расчета получены распределения осевых напряжений по сечению

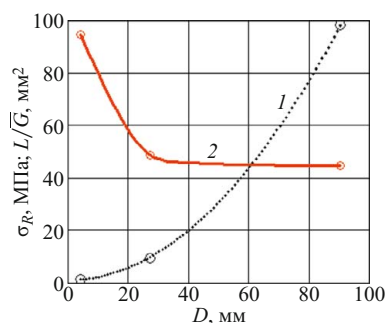


Рис. 9. Зависимости величины критерия подобия (1) и предела выносливости (2) от диаметра резьбы

шпильки в зоне впадины первого витка и определены градиенты напряжений и критерий подобия  $L/\bar{G}$  (рис. 9, кривая 1).

Влияние асимметрии цикла на сопротивление усталости шпилек учитывали в соответствии с рекомендациями [6]. Было принято, что при постоянном среднем напряжении цикла отношение предельных амплитуд напряжений для гладкого образца и образца с концентратором (шпильки) сохраняется постоянным. Для гладкого образца влияние асимметрии описывается соотношением

$$\sigma_{\max} = \sigma_{-1} + (1 - \Psi_\sigma)\sigma_{\text{ср}}, \quad (5)$$

где  $\Psi_\sigma$  — коэффициент, учитывающий влияние асимметрии цикла; для стали 40Х принято значение  $\Psi_\sigma = 0,2$  [6].

На основе приведенных выше соотношений были получены значения пределов выносливости (на базе  $10^7$  циклов) резьбовых соединений из стали 40Х в зависимости от диаметра резьбы (рис. 9, кривая 2). Видно, что с увеличением диаметра резьбы от М4 до М90 предел выносливости снижается более чем в 2 раза, причем в наибольшей степени снижение проявляется в диапазоне диаметров примерно от 4 до 30 мм. Кривую 2 не следует рассматривать как универсальную зависимость, так как она отражает влияние не только собственно масштабного эффекта, но и геометрических параметров резьбы (шага, радиуса резьбовой канавки и др.), определяющих распределение локальных напряжений.

С использованием полученных результатов были построены кривые усталости для шпилек М4 и М90 (см. рис. 8, б). Как следует из рис. 8, б, данные испытаний шпилек с различными размерами резьбы лежат в пределах полосы, ограниченной этими кривыми.

На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Твердость  $HB$ , предел текучести  $\sigma_{0,2}$ , временное сопротивление  $\sigma_b$  шпильки М90 из стали 40Х снижаются по мере удаления от поверхности шпильки к ее сердцевине:  $\sigma_{0,2}$  — на 27 %, а  $\sigma_b$  — на 10,4 %.

2. Микроструктура металла шпильки изменяется по мере удаления от поверхности. Ферритно-це-

ментитная смесь трооститного типа становится более грубодисперсной, увеличивается доля ферритной составляющей. Размер зерна также увеличивается — вблизи поверхности номер зерна G12, а вблизи сердцевины — G9 (ГОСТ 5639–82).

3. При испытании на статическое растяжение натурной шпильки М90 вместе с гайками происходит срез витков резьбового соединения при нагрузке 2500 кН и среднем напряжении 471,3 МПа (48 кГ/мм<sup>2</sup>), близком к пределу текучести  $\sigma_{0,2} = 483$  МПа (49,2 кГ/мм<sup>2</sup>) стали 40Х. Несущая способность резьбового соединения может быть повышена при увеличении шага резьбы и высоты гайки.

4. Установлено существенное влияние масштабного фактора на долговечность шпилек разного диаметра при циклическом нагружении. Показано, что с увеличением диаметра резьбы от М4 до М90 предел выносливости снижается более чем в 2 раза, причем снижение наиболее значительно в диапазоне диаметров от 4 до 30 мм.

5. Различия механических характеристик металла в объеме шпильки и снижение циклической прочности и долговечности под влиянием масштабного фактора следует учитывать при оценке ресурса натуральных шпилек крупных гидроагрегатов.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Матюнин В. М. Оперативная диагностика механических свойств конструкционных материалов. — М.: Изд-во МЭИ, 2006. — 216 с.
2. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин. — М.: Машиностроение, 1993. — 640 с.
3. Qui H., Kawaguchi Y., Shiga C. Charpy impact behavior of ultrafine grained steels / Proc. Charpy centenary conference, France, Poitiers, 2001. Vol. 1. P. 275 – 282.
4. Ужик Г. В. Прочность металлов в машиностроении. — М.: Трудрезервиздат, 1958. — 76 с.
5. Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. — М.: Машиностроение, 1975. — 488 с.
6. Когаев В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. — М.: Машиностроение, 1993. — 354 с.
7. Казанцев А. Г., Иванов С. В., Рудак В. В., Кахадзе М. Ж., Кабелевский М. Г. Сопrotивление усталости резьбовых соединений узла крепления крышки гидротурбины / Тяжелое машиностроение. 2014. № 9. С. 6 – 9.
8. Махутов Н. А., Петреня Ю. К., Гаденин М. М., Иванов С. В. Факторы оценки напряженных состояний, прочности и ресурса ответственных резьбовых соединений / Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2014. Т. 80. № 7. С. 44 – 54.
9. Георгиевская Е. В., Смелков Л. Л. Оценка прочности и остаточного ресурса гидротурбин. Проблемы и пути решения / Материалы восьмой научно-технической конференции «Гидроэнергетика. Новые разработки и технологии». — Санкт-Петербург: ВНИИГ им. Б. Е. Веденеева, 2014.

## REFERENCES

1. Matyunin V. M. Operativnaya diagnostika mekhanicheskikh svoystv konstruktsionnykh materialov [Express Diagnosis of Constructional Materials Mechanical Properties]. — Moscow: Izd. MĖI, 2006. — 216 p. [in Russian].
2. Birger I. A., Shorr B. F., Iosilevich G. B. Raschet na prochnost' detalei mashin [Strength calculations of machines elements]. — Moscow: Mashinostroenie, 1993. — 640 p. [in Russian].
3. Qui H., Kawaguchi Y., Shiga C. Charpy impact behavior of ultrafine grained steels / Proc. Charpy centenary conference, France, Poitiers, 2001. Vol. 1. P. 275 – 282.
4. Uzhik G. V. Prochnost' metallov v mashinostroenii [Strength of engineering equipment metals]. — Moscow: Trudrezervizdat, 1958. — 76 p. [in Russian].
5. Sernsen S. V., Kogayev V. P., Shneyderovich R. M. Nesushchaya sposobnost' i raschety detalei mashin na prochnost' [Carrying force of machinery components]. — Moscow: Mashinostroenie, 1975. — 488 p. [in Russian].
6. Kogayev V. P. Raschety na prochnost' pri napryazheniyakh, peremennykh vo vremeni [Strength calculations of constructions, running at varying loads]. — Moscow: Mashinostroenie, 1993. — 354 p. [in Russian].
7. Kazantsev A. G., Ivanov S. V., Rudak V. V., Kakhadze M. Zh., Kabelevskiy M. G. Soprotivlenie ustalosti rez'bovykh soedinenii uzla krepneniya kryshki gidroturbiny [Fatigue resistance of threaded couplings of hydraulic turbines fastenings] / Tyazh. Mashinostr. 2014. N 9. P. 6 – 9.
8. Mahutov N. A., Petrenya Yu. K., Gadenin M. M., Ivanov S. V. Faktory otsenki napryazhennykh sostoyanii, prochnosti i resursa otvetstvennykh rez'bovykh soedinenii [Factors of assessing stress-strain state, strength and lifetime of important threaded connections] / Zavod. Lab. Diagn. Mater. 2014. Vol. 80. N 7. P. 44 – 54 [in Russian].
9. Georgiyevskaya E. V., Smelkov L. L. Otsenka prochnosti i ostanchnogo resursa gidroturbin. Problemy i puti resheniya [Estimation of strength and residual life cycle of hydraulic turbines. Problems and solving decisions] / Proc. of 8th Sci.-Tech. Conf. "Hydro-power engineering. New developments and technologies". — St. Petersburg, 2014 [in Russian].