

УДК 539.3

Д. Е. МАРМЫШ, С. С. ЩЕРБАКОВ, доктор физико-математических наук, Белорусский государственный университет, Минск, Беларусь

ЗАВИСИМОСТЬ ОПАСНЫХ ОБЪЕМОВ ОТ СООТНОШЕНИЯ КОНТАКТНЫХ И НЕКОНТАКТНЫХ СИЛ В ТРИБОФАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ РОЛИК / ВАЛ

Рассматриваются механико-математические модели напряженно-деформированного состояния и состояния объемной повреждаемости модели ролик / вал, работающей при комплексном нагружении контактными и изгибающими усилиями. Приложение к данной трибофатической системе неконтактных нагрузок принципиально изменяет картину распределения напряжений и деформаций в области контактного взаимодействия. Показаны значительные изменения качественных и количественных характеристик напряженного состояния и опасных объемов в трехмерной окрестности площадки контакта.

Введение. Силовая система ролик / вал используется при испытаниях на контактно-механическую усталость на машинах серии СИ.

На рисунке 1 показан образец (вал), непосредственно установленный для проведения испытаний. С левой стороны образец жестко закреплен в шпинделе, с правой стороны на него через обойму передается изгибающая сила, а в области выточки реализуется контактное взаимодействие ролика и вала.

На рисунке 2 изображена принципиальная схема силового нагружения системы контактной и изгибающей нагрузками. Принципиальная особенность рассматриваемой системы в сравнении с контактной парой состоит в том, что в зоне взаимодействия вала с роликом напряженное состояние обусловлено как полем контактных напряжений, так и полем напряжений вследствие изгиба.

Таким образом, при построении механико-математической модели для исследования напряженно-деформированного состояния трибофатической системы ролик / вал будем учитывать действие как распределенных усилий $p(S)$ по области контакта, где S – площадка контакта, так и воздействие неконтактных нагрузок (M, Q, N) [1].

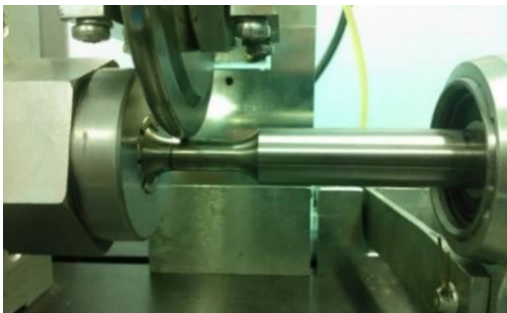


Рисунок 1 – Система ролик / вал, смонтированная для проведения испытаний

В рассматриваемой модели к ролику прикладывалась контактная нагрузка F_N , а к валу – изгибающая нагрузка Q , и, следовательно, полное напряженное состояние в области контакта было обусловлено взаимодействием полей напряжений, возникающих от действия нагрузки F_N , и силы Q , т.е.

$$\sigma_{ij}(F_N, Q) = \sigma_{ij}^N + \sigma_{ij}^Q,$$

где σ_{ij}^N – поле напряжений, возникающее за счет действия нагрузки F_N , σ_{ij}^Q – поле напряжений, возникающее за счет действия нагрузки Q .

Граничное условие в области контакта имеет вид

$$\sigma_{nn}|_S = p(F_N, Q),$$

где $n \perp S$.

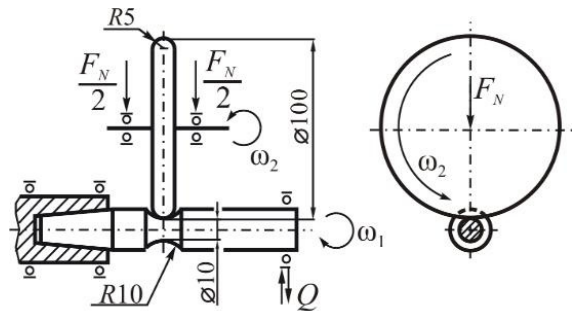


Рисунок 2 – Принципиальная схема нагружения силовой системы ролик / вал

Конечно-элементное моделирование. Конечно-элементное моделирование системы ролик / вал в трёхмерной постановке осуществлялось по принципиальной схеме, изложенной в [2], и проводилось в пакете компьютерной механики ANSYSWorkbench. При построении геометрической модели использовались размеры стандартных образцов, используемых при испытаниях на контактно-механическую усталость. На рисунке 3 показана геометрия модели и приложенные нагрузки F_N и Q .

В силу симметрии задачи относительно плоскости xOy расчеты проводились для половины модели. С целью повышения точности расчёта в месте контактного взаимодействия ролика с валом производилась дополнительная детализация сетки более мелкими элементами, как показано на рисунках 4 и 5. Количество узлов в сетке составило 1212255, количество КЭ – 878827.

На этапе верификации модели к исследуемой силовой системе прикладывалась только контактная нагрузка $F_N = 300$ Н. Проверка корректности построенной ко-

нечно-элементной модели проводилась путём сравнения полученных численных решений и аналитических.

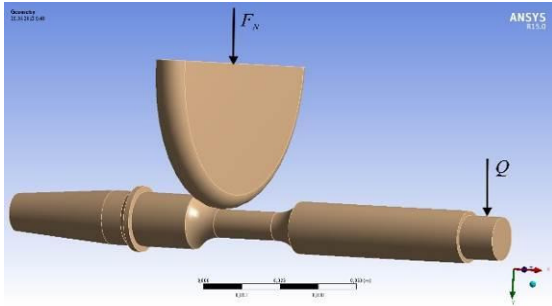


Рисунок 3 – Компьютерная модель системы ролик / вал ANSYSWorkbench

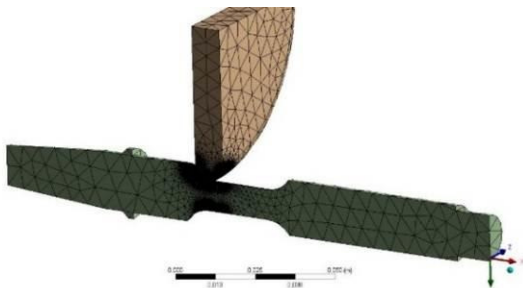


Рисунок 4 – Общий вид конечно-элементной сетки

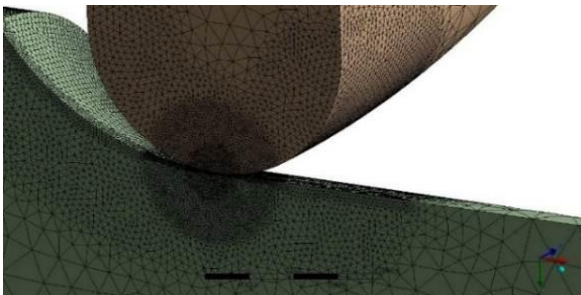


Рисунок 5 – Детализация конечно-элементной сетки в области контакта

Распределение напряжений σ_y вдоль оси Oy под первоначальной точкой контакта определялось по следующим формулам [1]:

$$\sigma_y = -p_0 \frac{ab}{\sqrt{a^2 + y^2} \sqrt{b^2 + y^2}},$$

$$p_0 = 0,365 n_\sigma \sqrt[3]{F_N \left(\frac{\sum k}{\eta} \right)^2},$$

$$a = n_a \sqrt[3]{\frac{3 \eta F_N}{2 \sum k}}, \quad b = n_b \sqrt[3]{\frac{3 \eta F_N}{2 \sum k}},$$

$$\eta = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2},$$
(2)

где $\sum k = k_{11} + k_{12} + k_{21} + k_{22}$ – сумма главных кривизн поверхностей соприкасающихся тел в точке контакта; μ_1, μ_2, E_1, E_2 – коэффициенты Пуассона и модули упругости для ролика и вала соответственно; n_σ, n_a, n_b – па-

раметры, которые определяются исходя из величины эксцентриситета площадки контакта и в рассматриваемом случае равны

$$n_\sigma = 0,4267, n_a = 8,609, n_b = 0,2722.$$

Главные кривизны поверхностей соприкасающихся тел находятся по значениям радиусов тел: $R_{11} = 5$ мм, $R_{12} = 50$ мм, $R_{21} \rightarrow \infty, R_{22} = 5$ мм. Значения коэффициентов Пуассона и модулей упругости для материалов ролика и вала были приняты одинаковыми и равными соответственно 0,3 и $2 \cdot 10^{11}$ Па.

Также проводился анализ аналитического и численного решений по напряжениям σ_y , распределённым непосредственно на поверхности площадки контакта вдоль оси Ox :

$$\sigma_y = -p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}}. \quad (3)$$

Из рисунков 6 и 7 видно, что в сравнении с аналитическим решением (2), (3) погрешность конечно-элементного расчета максимального контактного давления в центре площадки контакта невелика и составляет примерно 2,5 %.

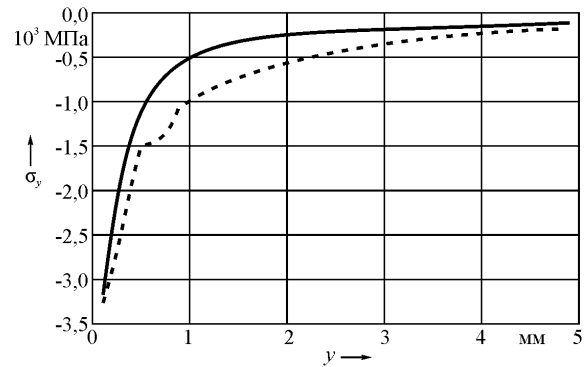


Рисунок 6 – Распределение напряжения σ_y вдоль оси Oy :

— точное решение;
- - - численное решение

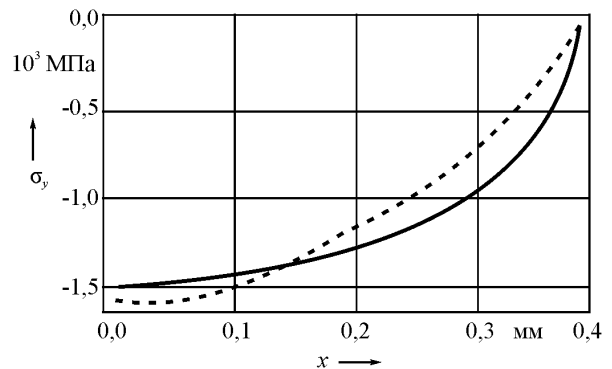


Рисунок 6 – Распределение напряжения σ_y вдоль оси Ox :

— точное решение;
- - - численное решение

Из рисунка 8 видны значительные отличия интенсивности напряжений для различных для различных соотношений контактной и неконтактной нагрузок.

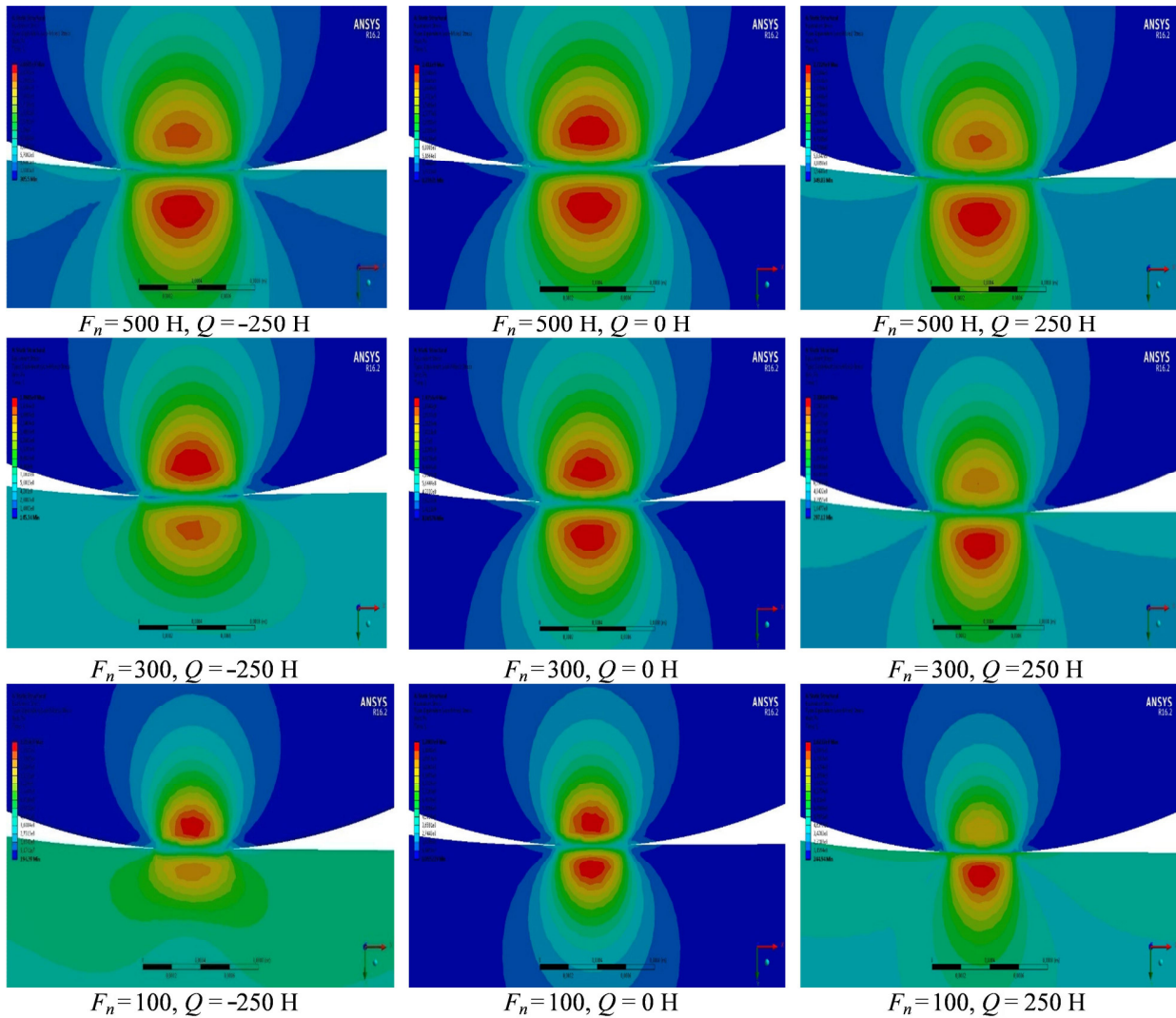


Рисунок 8 – Распределение интенсивности напряжений для различных соотношений контактной и неконтактной нагрузок

Опасные объемы. В общем случае при действии на однородную изотропную трибофатическую систему предельной нагрузки F_{*lim} для деформируемого элемента системы определим предельные значения для интенсивности напряжений $\sigma_{int}^{(*lim)}$ [3]:

$$\sigma_{int}^{(*lim)} = \max_{dV} [\sigma_{int}(F_{*lim}, dV)],$$

где dV – элементарный объем нагруженного тела.

Тогда условие для ограничения октаэдрического опасного объема по предельной интенсивности напряжений будет иметь вид

$$dV_{int} = \{dV / \sigma_{int} \geq \sigma_{int}^{(*lim)}, dV \subset V_k\}, \quad (4)$$

В соответствии с (4) опасный объем характеризует трехмерную область тела, в которой действующие напряжения превышают предельные.

Функция повреждаемости опасного объема определяется как интеграл по опасному объему, в котором подынтегральной функцией выступает отношение действующей интенсивности к предельной, т.е. локальная повреждаемость элементарного объема dV :

$$\Psi_{int} = \int_{\sigma_{int} \geq \sigma_{int}^{(*lim)}} \frac{\sigma_{int}}{\sigma_{int}^{(*lim)}} dV. \quad (5)$$

Для рассматриваемой системы величина предельного напряжения бралась как предел контактной усталости для стали марки Ст3 $\sigma_{int}^{(*lim)} = F_{*lim} = 888$ МПа.

На рисунке 9 показан опасный объем в системе ролик / вал, определяемый по формуле (4), в случае действия контактной нагрузки на ролик равной $F_N = 500$ Н и отсутствия изгибающей нагрузки, действующей на вал, т.е. при $Q = 0$.

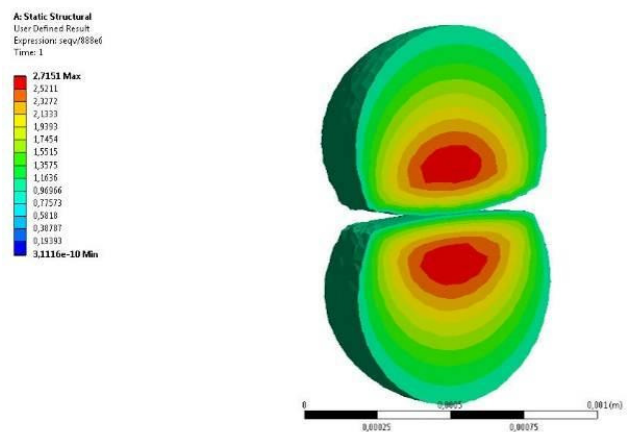


Рисунок 9 – Опасный объем при контактном нагружении

Величина опасного объема составляет 0,004 % от общего объема системы, или 0,045 мм³, и одинакова для ролика и вала.

При испытаниях на контактно-механическую усталость к системе кроме контактного нагружения прикладывается ещё и неконтактная изгибающая сила. На рисунке 10 показаны опасные объемы при разном направлении приложения изгибающей силы: вверх (рисунок 10, а) и вниз (рисунок 10, б). При изгибе вала вверх в области контактного пятна возникают дополнительные сжимающие напряжения, а при изгибе вниз – дополнительные растягивающие напряжения. Значения опасных объемов при изгибе вверх и вниз составляют 0,003 и 0,006 % соответственно от общего объема системы, или 0,037 и 0,064 мм³ соответственно. Изменение величины опасного объема обусловлено возникновением дополнительного поля напряжений, вызванного приложением изгибающей нагрузки Q .

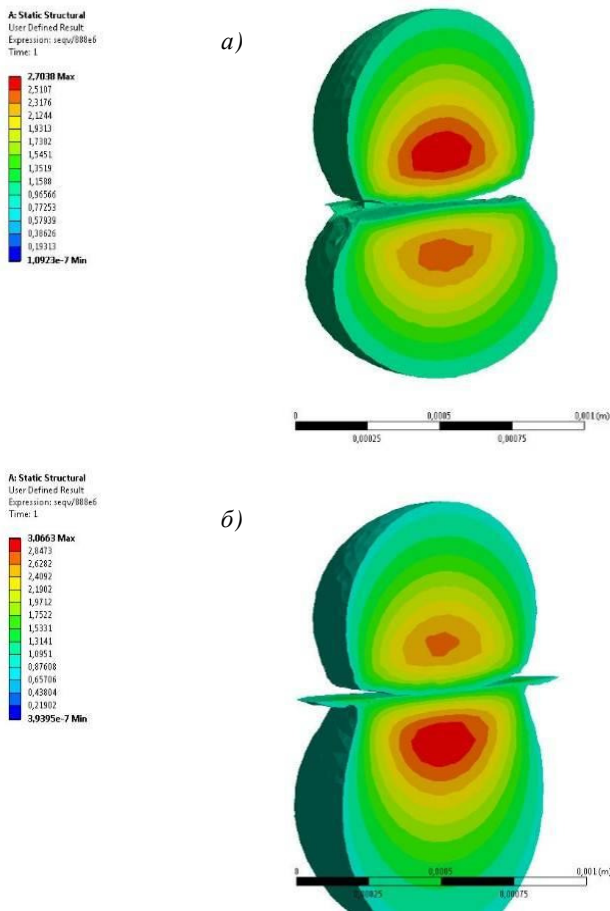


Рисунок 10 – Опасные объемы с учетом контактного нагружения и неконтактного изгиба, обуславливающего: а – сжатие, б – растяжение окрестности контактного взаимодействия

При проведении серии испытаний на контактно-механическую усталость к системе ролик / вал прикладывают различные комбинации изгибающих и контактных нагрузок, в соответствии с этим возникает необходимость моделирования поведения системы при различных значениях силовых факторов.

На рисунке 11, а показан график изменения величины опасного объема в ролике и вале при вариации значения контактной нагрузки от 100 до 500 Н и вариации

изгибающей нагрузки от -250 до 250 Н. На рисунках 11, б–д изображены графики изменения опасных объемов в зависимости от изменения величины изгибающей нагрузки и различных значений контактной нагрузки $F_N = 100$ Н (рисунок 11, б), $F_N = 300$ Н (рисунок 11, в) и $F_N = 500$ Н (рисунок 11, г).

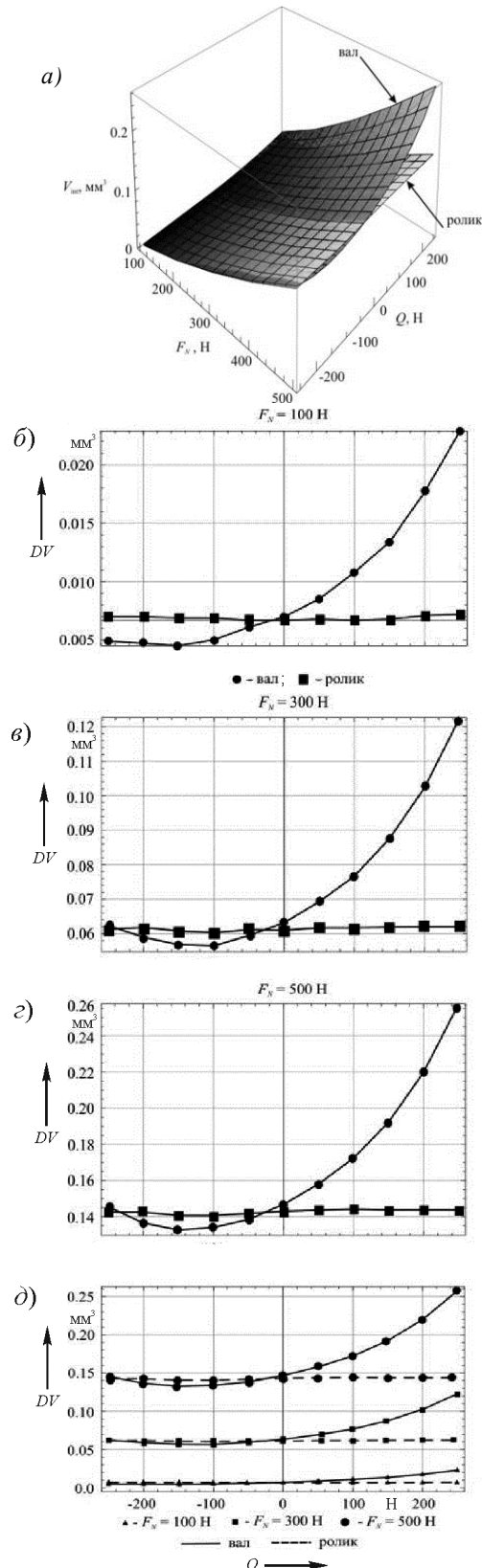


Рисунок 11 – Опасные объемы в системе ролик / вал

На рисунке 12 показана повреждаемость ролика и вала, рассчитанная по формуле (5).

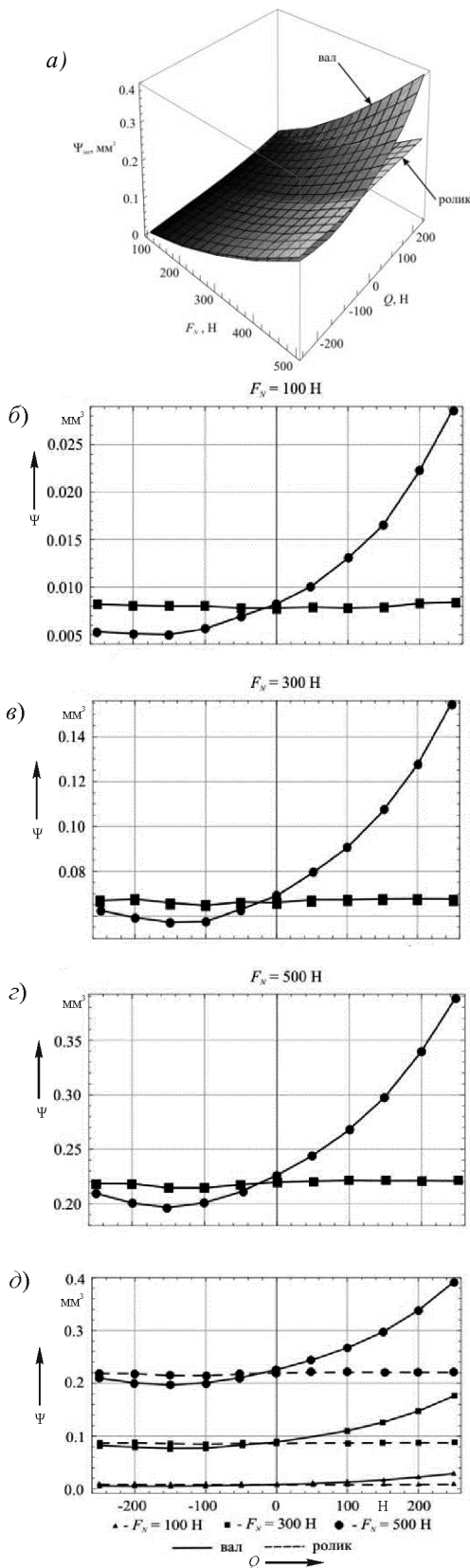


Рисунок 12 – Повреждаемость системы ролик / вал

Как видно из рисунка 11, б-д, величина опасного объема при изменении изгибающей нагрузки от 0 до

250 Н возрастает до 1,7 раз при $F_N = 100$ Н и до 3,3 раз для $F_N = 500$ Н.

При изменении изгибающей нагрузки от 0 до -250 Н величина опасного объема уменьшается до 28 % раз для $F_N = 100$ Н.

При увеличении контактной нагрузки происходит увеличение опасного объема (см. рисунок 11, в и д).

Из рисунка 12, б видно, что интегральная повреждаемость вала при $F_N = 100$ Н и изменении изгибающей нагрузки от -250 до 250 Н увеличивается более чем в пять раз. При увеличении контактной нагрузки общая повреждаемость ролика и вала также увеличивается.

Из анализа рисунков 11, б-г и 12, б-г можно сделать также вывод о том, что наименьшая повреждаемость системы достигается при приложении одновременно к системе ролик / вал комбинации контактной и изгибающей нагрузок, причем изгибающая нагрузка находится в пределах от -150 до -100 Н.

На рисунках 13 и 14 показаны графики изменения опасных объемов и интегральной повреждаемости в вале соответственно в зависимости от изменения контактной нагрузки F_N .

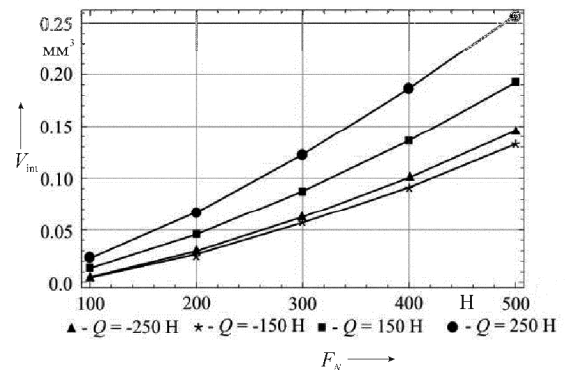


Рисунок 13 – Опасный объем в системе ролик / вал в зависимости от изменения контактной нагрузки

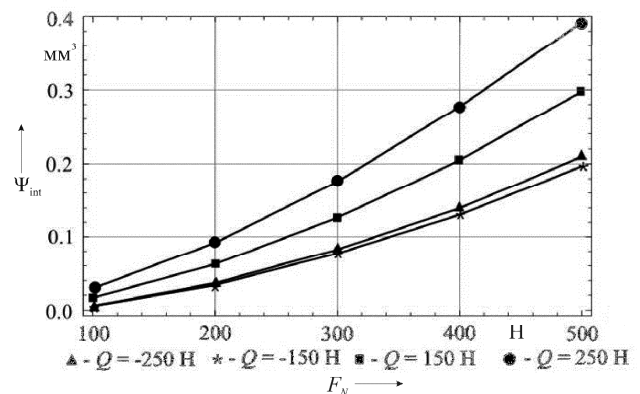


Рисунок 14 – Повреждаемость в системе ролик / вал в зависимости от изменения контактной нагрузки

Графики, изображенные на рисунках 13 и 14, подтверждают вывод о том, что минимальная повреждаемость достигается при комплексном нагружении системы как контактной, так и изгибающей нагрузками. При-

чем данное утверждение справедливо вне зависимости от величины контактного нагружения.

Заключение. Представлены постановка и решение прикладной граничной задачи контактного взаимодействия в системе ролик / вал, использующейся в износосталостных испытаниях, с учетом объемного деформирования при неконтактном изгибе вала.

Проведен конечно-элементный анализ трехмерного напряженно-деформированного состояния и состояния повреждаемости системы в зависимости от величин контактных и неконтактных нагрузок в сравнении со случаем только контактного взаимодействия.

Было установлено, что в вале в окрестности контактного взаимодействия с роликом повреждаемость, оцениваемая с помощью октаэдрического опасного

объема, вследствие неконтактного изгиба по сравнению с чистым контактом в области сжатия уменьшается до 28 %, а в области растяжения увеличивается примерно до 3,3 раза.

Список литературы

1 **Щербаков, С. С.** Механика трибофатических систем / С. С. Щербаков, Л. А. Сосновский. – Минск : БГУ, 2011. – 407 с.

2 **Мармыш, Д. Е.** Моделирование двумерного напряженно-деформированного состояния и состояния повреждаемости трибофатической системы ролик / вал / Д. Е. Мармыш // Теоретическая и прикладная механика : межвед. сб. науч.-метод. статей. – Вып. 29. – Минск : БНТУ, 2014. – С. 273–277.

3 **Сосновский, Л. А.** Механика износосталостного повреждения / Л. А. Сосновский. – Гомель : БелГУТ, 2007. – 434 с.

Получено 23.03.2016

D. E. Marmysh, S. S. Sherbakov. Dependence of dangerous volumes on the ratio between contact and non-contact forces in roller/shaft tribo-fatigue system.

The paper discusses mechanical and mathematical models of stress-strain state and state of volumetric of damage of roller/shaft model operating under the complex loading by contact and bending forces. Application of non-contact loads to this tribo-fatigue system crucially changes the picture of distribution of stresses and strains in the contact interaction. Significant changes of qualitative and quantitative characteristics of stress state and dangerous volumes in three-dimensional neighborhood of the contact area are shown.