

УДК 621. 926. 5

Б.В. Виноградов, д-р техн. наук, проф.

Государственное высшее учебное заведение „Украинский государственный химико-технологический университет“, г.Днепропетровск, Украина, e-mail: bvvin@mail.ru

ЭКВИВАЛЕНТНОЕ ЧИСЛО ЦИКЛОВ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ РАСЧЕТЕ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ ОТКРЫТЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ БАРАБАНЫХ МЕЛЬНИЦ**B.V. Vinogradov, Dr. Sci. (Tech.), Professor**

State Higher Educational Institution “Ukrainian State University of Chemical Technology”, Dnepropetrovsk, Ukraine, e-mail: bvvin@mail.ru

THE EQUIVALENT NUMBER OF STRESS CYCLES IN VIEW OF FATIGUE CALCULATION OF TUMBLING MILL GEAR

Цель. Разработка методики учета изменяющихся во времени нагрузок при расчёте на выносливость открытых зубчатых зацеплений барабанных мельниц.

Методика. Предполагается, что угол перекоса зубчатых колес изменяется по гармоническому закону. Для расчетного зуба получена зависимость, определяющая фактическое отклонение контактных линий и коэффициента, учитывающего неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий для каждого цикла зацеплений. Учет изменяющихся во времени нагрузок основан на методе приведения всех режимов к наиболее напряженному и определении эквивалентного числа циклов напряжений. Методика определения эквивалентных чисел напряжений, коэффициентов долговечности и допускаемых напряжений при расчете на контактную и изгибную прочность рассмотрена на примере типовой открытой зубчатой передачи мельницы МШЦ 5,5х6,6.

Результаты. Установлено, что в открытых зубчатых передачах барабанных мельниц из-за наличия торцевого биения зубчатого венца коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, различный для каждой сопряженной пары зубьев. Существует „опасная“ наиболее напряженная пара зубьев, для которой неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий наибольшая. „Опасный“ расчетный зуб шестерни и венца в процессе работы испытывает различные напряжения, определяемые периодически изменяющимся углом перекоса. „Опасная“ пара зубьев с наибольшим углом перекоса входит в зацепление периодически после того, как зубчатые колеса сделают определенное число оборотов. В связи с этим, при расчете открытой зубчатой передачи, изменяющиеся во времени режимы следует приводить к эквивалентным. Определение эквивалентных чисел напряжений при расчете изгибной и контактной выносливости для типичной открытой зубчатой передачи барабанной мельницы позволяет заключить, что, при расчете наиболее напряженного зуба шестерни, допускаемые контактные напряжения и допускаемые напряжения изгиба можно увеличить в 1,20 и 1,26 раза соответственно.

Научная новизна. Установлены закономерности изменения фактического отклонения контактных линий и коэффициента, учитывающего неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, во времени.

Практическая значимость. Разработана методика определения эквивалентных чисел напряжений при расчете контактной и изгибной выносливости.

Ключевые слова: барабанная мельница, открытая зубчатая передача, прочность

Постановка проблемы. Открытые зубчатые передачи барабанных мельниц являются уникальными по своим размерам, кинематическим параметрам и передаваемым нагрузкам. Диаметр зубчатого венца открытой передачи может достигать 12 м, а его ширина до 1 м. Одна приводная шестерня через зубчатый венец может передавать до 4000–5000 кВт. В настоящее время проектируются мельницы, к барабану которых через две или четыре приводные шестерни и зубчатый венец будет передаваться мощность 9000 и 18000 кВт соответственно. Для обеспечения надёжной работы таких тяжело нагруженных открытых зубчатых передач необходимо в процессе проектирования учитывать действительные нагрузки.

Анализ последних исследований. Зубчатые венцы открытых зубчатых передач барабанных мельниц непосредственно установлены на барабане, действительная ось которого не совпадает с геометрической. В результате имеет место существенное торцевое биение, составляющее для отечественных мельниц величину $\Delta_{\delta} = (1,5 - 2)$ мм [1]. В связи с этим, всегда будет существовать неприрабатываемая составляющая угла перекоса зубчатых колёс, изменяющаяся по гармоническому закону

$$\gamma_{н.п.} = \gamma_{\delta max} \cos(\varphi - \theta), \quad (1)$$

где $\gamma_{\delta max}$ – амплитуда угла перекоса; φ – угол поворота зубчатого венца; θ – начальная фаза колебаний угла перекоса.

Целью работы является разработка методики учета изменяющихся во времени нагрузок в открытых зубчатых зацеплениях барабанных мельниц.

Изложение основного материала. Одно зацепление зуба шестерни произойдет при повороте венца на угол $\varphi_i = 2\pi Z_1/Z_2$ (Z_1, Z_2 – число зубьев шестерни и венца). Предполагая, что в начальный момент угол перекоса максимальный, выражение (1) перепишем в виде

$$\gamma_{н.п.}(N_i) = \gamma_{\delta max} \cos \left[2\pi \frac{Z_1}{Z_2} (N_i - 1) \right], \quad (2)$$

где N_i – число циклов зацеплений расчетного зуба шестерни ($N_i = 1, 2, 3, \dots, N_n$).

Функция, описывающаяся выражением (1), является периодической с периодом N_{T1} . Это означает, что через $N_{T1} + 1$ зацеплений опасная пара зубьев с максимальным углом перекоса вновь войдет в зацепление.

Период N_{T1} найдем из условия

$$2\pi \frac{Z_1}{Z_2} (N_{T1} - 1) = 2\pi n_{2min},$$

где n_{2min} – наименьшее целое число оборотов зубчатого венца

В качестве примера рассмотрим открытую зубчатую передачу мельницы МШЦ 55х65, где $Z_1 = 46$, $Z_2 = 252$. Для данной зубчатой передачи

$$\frac{46}{252} (N_{T1} - 1) = \frac{23}{126} (N_{T1} - 1) = n_{2min}.$$

Откуда, $N_{T1} = 126$.

Таким образом, за период изменения неприрабатываемого угла перекоса $\gamma_{н.п.}$ „опасный“ зуб шестерни сделает $N_{T1} = 126$ зацеплений, а зуб венца – $N_{T2} = 23$ зацепления.

В соответствии с ГОСТ 21354-87, коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий после приработки, определим по формуле

$$K_{H\beta}(N_i) = 1 + \frac{0.4b_w f_{ky}(N_i) C' \cos \alpha_t}{F_{tH} K_A K_{Hv} Z_\epsilon^2}, \quad (3)$$

где b_w – рабочая ширина венца зубчатой передачи, мм; C' – удельная нормальная жесткость пары зубьев, Н/мм·мкм; α_t – делительный угол профиля в торцовом сечении; F_{tH} – окружная сила на делителе цилиндра при расчете на контактную выносливость; K_A , K_{Hv} – коэффициенты, учитывающие внешнюю и внутреннюю динамическую нагрузку; Z_ϵ – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; $f_{ky}(N_i)$ – фактическое отклонение контактных линий при i -ом зацеплении, мкм.

Из выражения (2) следует

$$f_{ky}(N_i) = f_{kya} \cos \left[2\pi \frac{Z_1}{Z_2} (N_i - 1) \right],$$

f_{kya} – амплитуда колебаний фактического отклонения контактных линий. Таким образом, $K_{H\beta}(N_i)$ также представляет собой периодическую функцию. При этом правая часть выражения (3) может принимать отрицательные значения и коэффициент $K_{H\beta}(N_i)$, в этом случае, будет принимать значения меньше 1. Это соответствует нагружениям, при которых в расчетном сечении опасной пары зубьев напряжения принимают значения меньшие номинальных и даже равные нулю. Здесь под номинальными понимаются напряжения при $K_{H\beta}=1$.

Одним из методов учета нагрузок, изменяющихся во времени, является метод, основанный на приведении всех режимов к наиболее напряженному с действующим напряжением σ_1 . При этом эквивалентное число циклов N_E определяется по формуле

$$N_E = \sum_{i=1}^{N_k} \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_1} \right)^q, \quad (4)$$

где σ_1 – расчетное наибольшее напряжение; σ_i – напряжение на i -ом цикле нагружения; N_k – число циклов напряжений в соответствии с заданным сроком службы; q – показатель степени кривой усталости (q_H и q_F – при расчете на контактную и изгибную прочность соответственно). При расчете на выносливость зубьев с нешлифованной переходной поверхностью и твердостью $HB > 350$ величина $q_F = 9$. В остальных случаях при расчете зубьев на контактную и изгибную выносливость принимают $q_H = 6$ и $q_F = 6$.

Так как контактные напряжения пропорциональны $\sqrt{K_{H\beta}}$, а напряжения изгиба пропорциональны $K_{H\beta}$, то выражение (4) перепишем в виде:

- при расчете на контактную прочность

$$N_{HE} = \sum_{N_i=1}^{N_i-1} \left(\frac{K_{H\beta}(N_i)}{K_{H\beta}(N_1)} \right)^3; \quad (5)$$

- при расчете на прочность при изгибе

$$N_{FE} = \sum_{N_i=1}^{N_i-1} \left(\frac{K_{F\beta}(N_i)}{K_{F\beta}(N_1)} \right)^{q_F}, \quad (6)$$

где $K_{H\beta}(N_i)$, $K_{F\beta}(N_i)$ – коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки по длине контактных линий при N_i цикле нагружения. Причем, в выражении (6),

$$K_{F\beta}(N_1) = [K_{H\beta}(N_i)]^{N_F};$$

$$N_F = \frac{(b/h)^2}{(b/h)^2 + \frac{b}{h} + 1}; \quad h = 2m,$$

где m – нормальный модуль, мм.

Учитывая периодичность нагружения зубьев, выражения (5) и (6) перепишем в виде

$$N_{HE} = \frac{N_k}{N_T - 1} \sum_{N_i=1}^{N_T-1} \left(\frac{K_{H\beta}(N_i)}{K_{H\beta}(N_1)} \right)^3; \quad (7)$$

$$N_{FE} = \frac{N_k}{N_T - 1} \sum_{N_i=1}^{N_T-1} \left(\frac{K_{F\beta}(N_i)}{K_{F\beta}(N_1)} \right)^{q_F}. \quad (8)$$

В выражении (7), при $N_k > N_{Hlim}$ (N_{Hlim} – число циклов перемен напряжений, соответствующей перегибу кривой усталости) учитывают только $K_{H\beta}(N_i)$, при которых нагрузки создают повреждающие напряжения. В связи с этим в дальнейшем будем предполагать, что повреждающие напряжения имеют место при $K_{H\beta}(N_i) \geq 1$. В выражении (8) за $K_{F\beta}(N_1)$ принимают наибольшее значение, действующее более $5 \cdot 10^4$ циклов.

Эквивалентное число циклов перемен напряжений принято представлять в виде

$$N_{HE} = \mu_H N_{Hlim} N_{FE} = \mu_F N_{Flim},$$

где

$$\mu_H = \frac{N_{HE}}{N_{Hlim}}; \quad \mu_F = \frac{N_{FE}}{N_{Flim}}.$$

Эквивалентное число циклов нагружений определяет величины коэффициентов долговечности и Z_N при расчете зубьев на контактную выносливость, Y_N – при расчете зубьев на выносливость при изгибе

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{Hlim}}{N_{HE}}}, \quad Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{Flim}}{N_{FE}}}.$$

В свою очередь, допускаемые контактные напряжения σ_{FP} прямо пропорционально зависят от соответствующих коэффициентов долговечности.

В качестве примера рассмотрим открытую зубчатую передачу мельницы МШЦ 5,5х6,5.

Исходные данные:

$b = 900$ мм; $Z_1 = 46$; $Z_2 = 252$; $h = 2m = 50$ мм; $F_t = 881000$ Н; $\delta = 1,2$ мм; $\gamma = \delta / m \cdot z$; $f_{\delta max} = b\gamma \cdot 10 = 171,4$ мкм; $Z_\varepsilon = 0,67$; $k_A = 1,1$; $k_v = 1,1$; $\alpha_t = 20,1^\circ$; $N_T = 127$; $N_i = 1, N_T$; $C' = 8$ Н/мм·мкм; заданный срок службы $L_H = 10$ лет.

1. Фактическое отклонение положения контактных линий на каждом $(i - 1)$ цикле нагружения

$$f_i(N_i) = f_{\delta max} \cos \left[2\pi \frac{Z_1}{Z_2} (N_i - 1) \right] = 171,4 \cos \left[2\pi \frac{46}{252} (N_i - 1) \right].$$

2. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения загрузки по длине контактных линий на каждом $(i - 1)$ цикле при расчете зубьев на контактную прочность

$$K_H(N_i) = 1 + 0,4bf_i(N_i)C \frac{\cos \alpha_t}{F_t k_A k_v Z_\varepsilon} = 1 + 0,4 \cdot 900 \cdot f_i(N_i).$$

Зависимость K_H от числа N_i представлена на рисунке.

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине контактных линий при расчете на изгиб

$$K_F(N_i) = [K_H(N_i)]^{N_F},$$

где

$$N_F = \frac{(b/h)^2}{(b/h)^2 + 1 + \frac{b}{h}} = \frac{900/50}{\left(\frac{920}{50}\right)^2 + 1 + \frac{920}{50}} = 0,945.$$

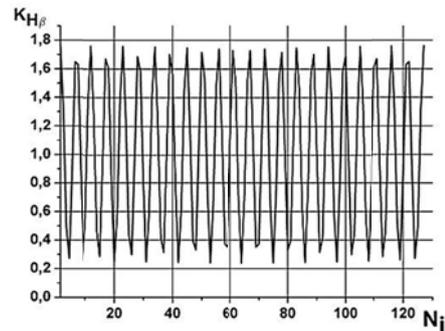


Рис. Циклограмма нагружения „опасного“ зуба шестерни. $K_{H\beta}$, – коэффициент, учитывающий неравномерность распределение нагрузки по длине контактных линий; N_i – число циклов зацеплений расчетного зуба шестерни ($N_i = 1, 2, 3, \dots, N_n$).

3. Суммарное число циклов напряжений зуба шестерни

$$N_{KH1} = nL_H \cdot 360 \cdot 24 \cdot 60 = 75 \cdot 10 \cdot 360 \cdot 24 \cdot 60 = 3,9 \cdot 10^8.$$

Базовое число циклов нагружений при расчете на контактную прочность

$$N_{Hlim1} = 30 \cdot H_{HB}^{2,4} = 30 \cdot 280^{2,4} = 22,4 \cdot 10^6;$$

при расчете на изгибную прочность $N_{Flim1} = 4 \cdot 10^6$.

Так как $N_{Hlim1} < N_{Hlim max} = 120 \cdot 10^6$, то принимаем

$$N_{Hlim1} = 22,4 \cdot 10^6.$$

Поскольку $N_{KH1} > N_{Hlim1}$, $N_{KF1} > N_{Flim}$, то в формулах (7), (8) принимаем $N_{KH1} = N_{Hlim1}$, $N_{KF1} = N_{Flim}$.

4. Эквивалентное число циклов нагружений.

Наиболее нагруженной соответствует пара зубьев, для которой $K_{H\beta}$ принимает наибольшее значение, равное, в нашем случае, $K_{H\beta}(1) = 1,76$.

Эквивалентное число циклов нагружений, приведенное к $K_{H\beta} = 1,76$ при расчете на контактную прочность и изгиб в соответствии с формулой (10), (11)

$$N_{HE1} = 7,66 \cdot 10^6; \quad N_{FE1} = 1,0 \cdot 10^6.$$

Отношение эквивалентного числа циклов нагружений к соответствующему базовому равно

$$\mu_H = \frac{N_{HE}}{N_{Hlim}} = \frac{7.269 \cdot 10^6}{22.4 \cdot 10^6} = 0,342;$$

$$\mu_F = \frac{N_{FE}}{N_{Flim}} = \frac{9.588 \cdot 10^5}{4 \cdot 10^6} = 0,251.$$

Коэффициенты долговечности Z_N и Y_N при расчете зубьев на контактную прочность и на выносливость при изгибе равны

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{Hlim1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[6]{\frac{22,4 \cdot 10^6}{7,269 \cdot 10^6}} = 1,20;$$

$$Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{Flim}}{N_{FE}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{9,588 \cdot 10^5}} = 1,26.$$

Таким образом, при расчете наиболее нагруженного зуба шестерни допустимое контактное напряжение σ_{HP} и допустимое напряжение изгиба зубьев σ_{FP} необходимо увеличить в 1,20 и 1,26 раза соответственно.

Выводы. Установлено, что в открытых зубчатых передачах барабанных мельниц, из-за наличия торцевого биения зубчатого венца, коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, различный для каждой сопряженной пары зубьев. Существует „опасная“ наиболее напряженная пара зубьев, для которой неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий наибольшая. „Опасный“ расчетный зуб шестерни и венца в процессе работы испытывает различные напряжения, определяемые периодически изменяющимся углом перекоса. „Опасная“ пара зубьев с наибольшим углом перекоса входит в зацепление периодически после того как зубчатые колеса сделают определенное число оборотов. В связи с этим, при расчете открытой зубчатой передачи, изменяющиеся во времени режимы следует приводить к эквивалентным. Определение эквивалентных чисел напряжений при расчете изгибной и контактной выносливости для типичной открытой зубчатой передачи барабанной мельницы позволяет заключить, что, при расчете наиболее напряженного зуба шестерни, допустимые контактные напряжения и допустимые напряжения изгиба можно увеличить в 1,20 и 1,26 раза соответственно.

Список литературы / References

1. Виноградов Б.В. Открыті зубчасті передачі: монографія / Б.В. Виноградов – Дніпропетровськ: УДХТУ, 2004 – 141 с.

Vinogradov, B.V. (2004), *Vidkryti zubchati peredachi* [Open Gearings], monograph, USUCT, Dnipropetrovsk, Ukraine.

Мета. Розробка методики обліку навантажень, що змінюються в часі при розрахунку на витривалість відкритих зубчастих зачеплень барабаних млинів.

Методика. Передбачається, що кут перекосу зубчастих коліс змінюється за гармонійним законом. Для розрахункового зуба визначена фактична нерівномірність розподілу навантаження за довжиною контакт-

них ліній для кожного циклу зачеплень. Облік змінних навантажень заснований на методі приведення всіх режимів до найбільш напруженого та визначенні еквівалентного числа циклів напружень. Методика визначення еквівалентних чисел напружень, коефіцієнтів довговічності та допустимих напружень при розрахунку на контактну й згинальну міцність розглянута на прикладі типової відкритої зубчастої передачі млина МШЦ 5,5х6.

Результати. Встановлено, що у відкритих зубчастих передачах барабаних млинів через наявність торцевого биття зубчастого вінця коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за довжиною контактних ліній, різний для кожної сполученої пари зубів. Існує „небезпечна“ найбільш напружена пара зубів, для якої нерівномірність розподілу навантаження за довжиною контактних ліній найбільша. „Небезпечний“ розрахунковий зуб шестерні й вінця у процесі роботи відчуває різні напруження, обумовлені періодично змінним кутом перекосу. „Небезпечна“ пара зубів з найбільшим кутом перекосу входить у зачеплення періодично після того як зубчасті колеса зроблять певне число оборотів. У зв'язку з цим, при розрахунку відкритої зубчастої передачі, режими, що змінюються в часі, слід приводити до еквівалентних. Визначення еквівалентних чисел напруг при розрахунку згинальної та контактної витривалості для типової відкритої зубчастої передачі барабанного млина дозволяє зробити висновок, що, при розрахунку найбільш напруженого зуба шестерні, допустимі контактні напруження та допустимі напруження вигину можна збільшити в 1,20 і 1,26 рази відповідно.

Наукова новизна. Встановлено закономірності зміни фактичного відхилення контактних ліній і коефіцієнта, що враховує нерівномірність розподілу навантаження, за довжиною контактних ліній, у часі.

Практична значимість. Розроблена методика визначення еквівалентних чисел напруг при розрахунку контактної й згинальної витривалості.

Ключові слова: барабанний млин, відкрита зубчаста передача, міцність

Purpose. To develop the technique of calculation of time depended loading for in view of fatigue calculation of tumbling mill gear.

Methodology. It is supposed that azimuth error of gears varies by logarithmic law. The actual irregularity of load distribution by contact line for all mesh cycles has been determined for calculated tooth. The technique of modes reduction to the most stressed mode and the technique of equivalent number of stress cycles determination have been applied. The techniques of equivalent number of stress cycles determination, durability factor calculation and working stress determination have been considered in view of open gearing of the МШЦ 5,5х6,6 mill.

Findings. It is determined that the factor of irregularity of load distribution by contact line varies as a result of gear face runout. It has a certain value for each gear pair. There exists the weakest gear pair, which has the biggest

irregularity of load distribution by contact line. The different stress values in the weak teeth are defined by periodically changing value of azimuth error. The weak gear pair engages into mesh periodically after defined number of turns. In this connection, time-depended modes may be reduced to equivalent, when open gearing is calculated. The analysis of equivalent numbers of stress rates shows, that the calculated value of working contact stress and working bending stress for the tooth can be increased by 1.20 and 1.26 times respectively, during the bending and contact endurance analysis.

Originality. The regularities of actual contact line deviations and the time dependent behavior of factor of irregularity of load distribution by contact line have been determined.

Practical value. We have developed the technique of determination of equivalent stress numbers during the bending and contact endurance analysis.

Keywords: *tumbling mill, open gearing, strength*

Рекомендовано до публікації докт. техн. наук В.П. Франчуком. Дата надходження рукопису 13.12.13.

УДК 539.3

И.Е. Шиповский, канд. техн. наук

Научно-исследовательский центр Вооруженных Сил Украины „Государственный океанариум“, г. Севастополь, АР Крым, e-mail: ivev@i.ua

РАСЧЕТ ХРУПКОГО РАЗРУШЕНИЯ ГОРНОЙ ПОРОДЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ БЕССЕТОЧНОГО МЕТОДА

I.Ye. Shipovskii, Cand. Sci. (Tech.)

State Oceanarium of Ukraine, Sevastopol, Crimea, e-mail: ivev@i.ua

SIMULATION FOR FRACTURE BY SMOOTH PARTICLE HYDRODYNAMICS CODE

Цель. Определение влияния наличия трещин на напряженно-деформированное состояние (НДС) и характер разрушения горной породы, а также оценка возможностей выбранного расчетного подхода к решению задач хрупкого разрушения.

Методика. С помощью компьютерного моделирования методом сглаженных частиц SPH (Smooth Particle Hydrodynamics) исследуется поведение хрупких образцов породы при одноосном сжатии. Определяются основные параметры: распределение напряжений, возникающих при нагружении, а также образование областей разрушения в образцах.

Результаты. Получены картины разрушения хрупких образцов горной породы с начальной центральной трещиной различной ориентации при одноосном сжатии. Результаты показывают влияние ориентации трещины на характер разрушения. Использование метода сглаженных частиц позволяет достаточно точно рассчитывать задачи деформирования и разрушения образцов с наличием трещин.

Научная новизна. Разработана и реализована вычислительная технология для решения рассматриваемого класса задач. Путем компьютерного моделирования определено влияние трещины на разрушение.

Практическая значимость. Научная и практическая ценность работы заключается в исследовании разрушения хрупких образцов с трещиной при одноосном сжатии, исследовании динамики их состояния, волновых процессов и механизмов их разрушения, в определении влияния начальных параметров образцов. Предложенный подход компьютерного моделирования дает исследователям инструмент, который позволяет принимать научно обоснованные решения для постановки физических экспериментов. Расчеты динамики разрушения образцов в двумерной постановке могут быть полезны как необходимый фактический материал при переходе к трехмерной постановке задачи, существенно расширяющей возможности компьютерного моделирования.

Ключевые слова: *компьютерное моделирование, хрупкое разрушение, образец с трещиной, метод сглаженных частиц*

Постановка проблемы. Решение проблемы разрушения хрупких и квазихрупких твердых тел и горных пород является одной из актуальных задач геомеханики, механики деформируемого твердого тела и строительной механики.

Аналитическое решение задачи об устойчивости хрупких тел, содержащих начальную трещину, при их

сжатии затруднено ввиду сложности и разнообразия процессов, происходящих при этом.

Имеющиеся решения этой задачи [1] получены при определенных упрощениях и допущениях, во многих случаях далеки от реального развития разрушения в хрупких телах с трещинами.

Поэтому вопросам компьютерного моделирования процессов разрушения твердых деформируемых тел и анализу происходящих при этом явлений уделено