

Используя данные затраты на ремонт оборудования линии (табл. 1), коэффициент пропорциональности уравнения (1) $d=777130$ руб. В этом случае процент отклонения расчетных и фактических затрат на ремонт оборудования находится в пределах 4%.

Пользуясь формулой (3) оптимальный срок эксплуатации оборудования линии «Linck» составит 18 лет. Таким образом затраты на ремонт и обслуживание оборудования линии «Linck» не являются большими и покупка линии с точки зрения затрат на ремонт и обслуживание вполне оправдана.

Подставив равенство (3) в уравнение (1), можно определить предельно допустимые годовые расходы на ремонт и обслуживание оборудования линии

$$R_r = \sqrt[3]{2C_o d^2} . \quad (4)$$

Расчеты по формуле (4) показывают, что предельно-допустимые расходы на ремонт и обслуживание оборудования линии составят 3300000 руб. После таких расходов на содержание оборудование линии не целесообразно.

Следует иметь в виду, что эти расчеты позволяют сделать прогноз с определенной точностью, которая зависит от правильного отражения всех затрат на обслуживание и ремонт оборудования линии, а также от того, что при дальнейшей эксплуатации линии эти затраты будут изменяться по представленной зависимости. В связи с этим целесообразно после 4...5 лет эксплуатации линии по предложенной методике произвести новые расчеты по определению оптимального срока эксплуатации оборудования линии с учетом новых данных затрат на ремонт и обслуживание этой линии. В настоящее время по представленным расчетам, можно сделать прогноз, что эксплуатация данного оборудования линии целесообразна в течении, по крайней мере не менее 10 лет.

Библиографический список

1. Агапов А.И. Определение оптимального срока эксплуатации оборудования. Материал Международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы развития лесного комплекса». Вологодский гос. техн. университет, Вологда. – 2006. – с.66-69.

Раевская Л.Т. (УГЛТУ, г. Екатеринбург, РФ) raevskaya@usfeu.ru

ПРИЛОЖЕНИЕ МЕТОДА НЕОПРЕДЕЛЕННЫХ МНОЖИТЕЛЕЙ ЛАГРАНЖА К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧИ РАЦИОНАЛИЗАЦИИ ПНЕВМОМОТОРА

USING OF INDEFINITE MULTIPLIERS LA GRANGE METHOD TO SOLVE THE PNEUMOTOR RATIONALIZATION PROBLEM

Величина напряжения вдоль оси поршня пневмомотора ДАР 14М на порядок превышает среднее значение [1]. Одна из основных причин этого - появление деформации изгиба из-за внецентренного сжатия. Для уменьшения деформации изгиба предусмотрен такой конструктивный элемент поршня, как ребро жесткости. В поршне пнев-

момотора ДАР-14М длина ребра жесткости 60 мм, сечение, перпендикулярное оси ребра, имеет геометрическую форму трапеции с верхним основанием $a = 8$ мм, нижним основанием $b = 16$ мм. Высота трапеции $h = 15$ мм (рис.1, 2).

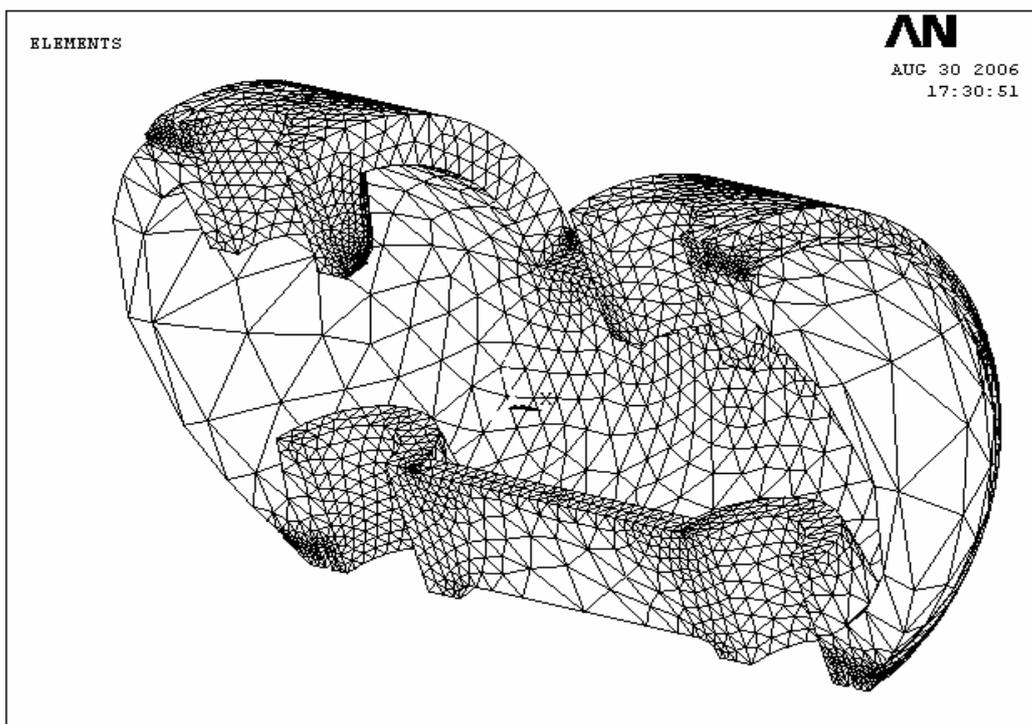


Рисунок 1 – Модель поршня (в нижней части между опорами под поршневой палец – ребро жесткости)

Ранее было показано, что параметры ребра жесткости не оптимальны [1]. Изменение параметров сечения ребра жесткости может приводить к уменьшению характеристик напряженно-деформированного состояния (НДС) от 4-5% (упругие деформации, абсолютные смещения точек) до 10-15% (напряжение). Для окончательного решения задачи поиска формы и параметров сечения ребра жесткости исследуем целевую функцию - в нашем случае нормальное напряжение σ вдоль оси поршня. Воспользуемся методом неопределенных множителей Лагранжа, который особенно эффективен при числе переменных три и менее [2]. В данном расчете целевая функция зависит от двух параметров – размеров верхнего и нижнего оснований трапеции. Эти параметры выбраны в качестве переменных проектирования. Кроме того, потребуем, чтобы масса ребра жесткости оставалась постоянной, равной исходной массе в поршне пневмомотора ДАР-14М. Это налагает ограничения на переменные проектирования: поскольку площадь сечения должна оставаться постоянной, равной $S = h(a + b)/2$, то отсюда следует, что ограничение в виде равенства имеет следующий вид $(a + b - k) = 0$. В полученном условии связи значение k равно 24. Изменяя переменные проектирования, можно влиять на переменные состояния – напряжения. Чтобы построить функцию Лагранжа

$$L(X_1, X_2, n) = \sigma(X_1, X_2) + n(X_1, X_2, k), \quad (1)$$

где n - неопределенный множитель Лагранжа, X_1, X_2 – параметры, необходимо получить аналитическое выражение для напряжения в сечении ребра жесткости.

Известно, что напряжение вычисляется по формуле

$$\sigma = \pm \left(\frac{P}{S} + \frac{P * Y_0 * Y_1}{I_z} \right). \quad (2)$$

Здесь P – равнодействующая внешних сил, направленная по оси поршня, перпендикулярно плоскости рис. 2 на расстоянии Y_0 от точки C , Y_0 - плечо силы P относительно оси Z , Y_1 - координата самой удаленной от нейтральной линии точки сечения, I_z - момент инерции сечения относительно оси Z . В данном расчете величина силы P считается постоянной, а Y_c , Y_1 , Y_0 , I_z зависят от параметров a, b следующим образом:

$$Y_c = h (2a + b) / 3(a + b);$$

$$Y_1 = h - Y_c = h(a + 2b) / 3(a + b); \quad (3)$$

$$Y_0 = d - Y_c = (3d(a + b) - h(2a + b)) / 3(a + b); \quad (4)$$

$$I_z = h^3 (a^2 + 4ab + b^2) / 36(a + b), \quad (5)$$

где d – расстояние от нижнего основания трапеции до оси поршня. Эта величина для двигателя ДАР -14М принимает значение равное 32,5 мм.

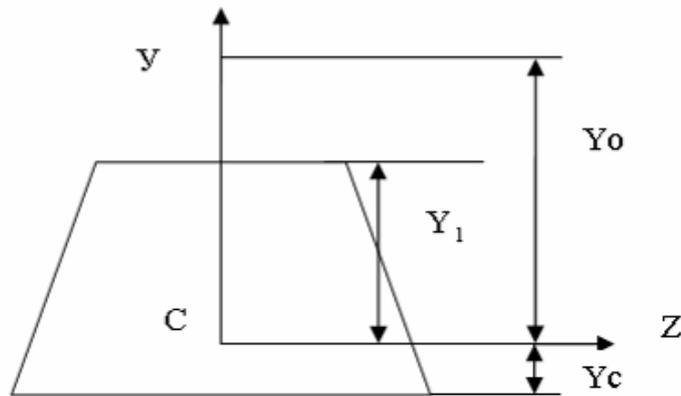


Рисунок 2 – Сечение ребра жесткости

На рис. 2 обозначено: Y_c – расстояние от нижнего основания трапеции до центра тяжести сечения - т. C , Y_1 - координата самой удаленной точки сечения от нейтральной линии, Y_0 – координата точки приложения силы P .

Подставляя соотношения (3) – (5) в формулу (2), получаем для максимального нормального напряжения вдоль оси поршня в самой удаленной от нейтральной линии точке сечения аналитическое выражение в виде

$$\sigma = \pm \frac{2 * P}{h * (a + b)} \{ 1 + 2(a + 2b)[3d(a + b) - h(2a + b)] / h(a^2 + 4ab + b^2) \}. \quad (6)$$

В силу симметрии задачи нейтральная линия пройдет параллельно основаниям трапеции. Определим координату Y нейтральной линии из соотношения (2). Получаем

$$Y = - \frac{I_z}{S * Y_0},$$

откуда следует, что для Y всегда будет отрицательное значение, т.е. нейтральная линия располагается всегда ниже центра тяжести сечения. Часть ребра жесткости над центром тяжести всегда – сжата, независимо от вида трапеции. Возникает вопрос, при любых ли параметрах a, b сечения точки именно верхнего основания будут

самыми удаленными от нейтральной линии. При величине $a \leq b$ это так и будет. При значениях $a \geq 16$ мм самыми удаленными точками от нейтральной линии оказываются точки нижнего основания. Ниже на графике показано изменение расстояния (в мм) до центра тяжести для нескольких вариантов сечений: 1 – сечение с параметрами $a=b=12$; 2- $a=14, b=10$; 3 – $a=16, b=8$; 4 – $a=18, b=8$; 5 – $a=20, b=4$; 6 – $a=22, b=2$. Для нашего исследования рассмотрим напряжение в виде соотношения (6).

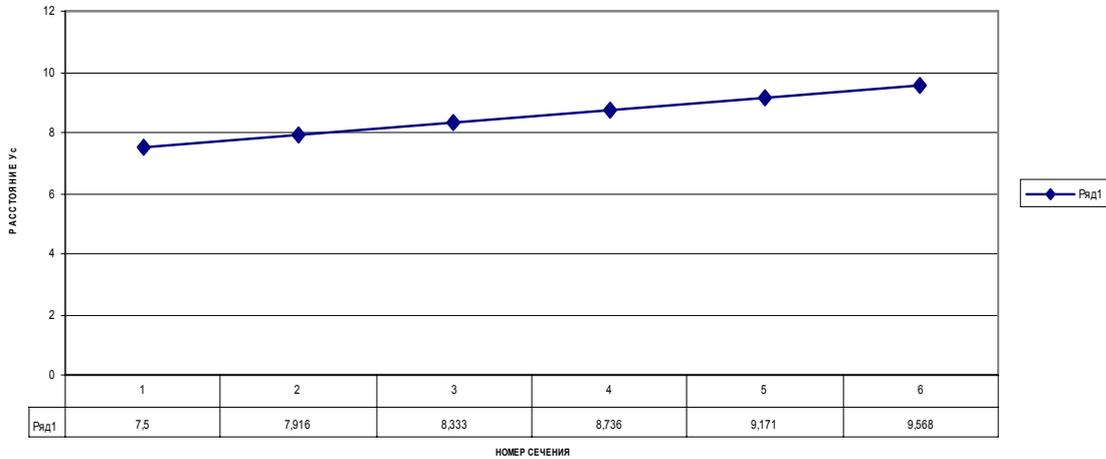


Рисунок 3 – График положения центра тяжести сечения (ряд 1) относительно нижнего основания для разных параметров

Функция Лагранжа получается следующей (при условии $h=15, d=32,5$)

$$L(a, b, n) = 2P(1 + 2(2b+a)(67.5a+82.5b)/15(a^2+4ab+b^2))/15(a+b) + n(a+b-k). \quad (7)$$

Для частных производных от функции Лагранжа (7) по a, b, n получены следующие выражения

$$\partial L(a, b, n) / \partial a = (0.07(15na^4 + 120nba^3 - 20a^2P + 270 a^2nb^2 - 92aPb + 120 anb^3 - 164Pb^2 + 15nb^4))/(a^2 + 4ab + b^2)^2$$

$$\partial L(a, b, n) / \partial b = (0.07(15na^4 + 120nba^3 - 34a^2P + 270 a^2nb^2 - 40aPb + 120 anb^3 - 46Pb^2 + 15nb^4))/(a^2 + 4ab + b^2)^2$$

$$\partial L(a, b, n) / \partial n = a + b - k.$$

Приравнивая эти производные нулю и решая систему уравнений, получаем для параметров a и b , минимизирующих нормальное наибольшее напряжение значения (округляя до целых величин) $a = 20$ мм, $b=4$ мм.

Обсуждение результатов.

1. Поскольку самое большое напряжение существует по оси поршня, то получено аналитическое выражение для этой величины и с помощью метода неопределенных множителей Лагранжа, вычислены такие параметры a, b сечения ребра жесткости, которые минимизируют нормальное наибольшее напряжение.

2. Для проверки результата в программном комплексе ANSYS исследовалось напряженно-деформированное состояние поршня пневмомотора ДАР-14М с новыми параметрами ребра жесткости $a=20, b=4$. В таблице приведены некоторые результаты для максимального смещения U_y , напряжений σ_x, σ_y деформации ε_y в сравнении с полученными ранее (предыдущего расчета поршня с параметрами $a=8$ мм, $b=16$ мм).

Таблица – Характеристики напряженно-деформированного состояния (НДС) для двух видов сечения ребра жесткости

a-b (мм) характеристики	8- 16	20-4	% изменения
$U_y (10E-05)м$	-0.437	-0.416	4.8
$\sigma_x (10E07) Н/м^2$	0.356	0.320	10.1
$\sigma_y (10E07) Н/м^2$	0.209	0.167	20.1
$\varepsilon_y (10E-04)$	0.229	0.217	5.2

Для дальнейшего уточнения результатов необходимо рассмотреть сечение ребра жесткости вместе с корпусом поршня.

Библиографический список

1. Раевская Л.Т. Динамическое моделирование напряженно – деформированного состояния элементов аксиально-поршневых пневмомоторов. Деревообработка: технологии, оборудование, менеджмент XXI века. Труды евразийского симпозиума/ Под ред. И.Т. Глебова. – Екатеринбург. 2006 г. С.193-200.

2. Петрушко И.М., Кузнецов Л.А., Прохоренко В.И., Сафонов В.Ф. курс высшей математики: Интегральное исчисление. Функции нескольких переменных. Дифференциальные уравнения. М.: Изд-во МЭИ, 2002.

Кузнецов А.И., Лимонов К.Э. (УГЛТУ, г. Екатеринбург, РФ)
akwer@yandex.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА МЕХАНИЗМА РЕЗАНИЯ С ГИПОЦИКЛИЧЕСКИМ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕМ ОБРАТНОГО ДЕЙСТВИЯ

RESEARCH AND DEVELOPMENT OF THE MECHANISM OF LOG FRAMES WITH THE HYPOCYCLOID CONVERTER OF RETURN ACTION

Повышение эффективности работы лесопильно-деревообрабатывающей промышленности взаимосвязано с уровнем развития бревнопильного оборудования. В настоящее время основная часть пиломатериалов производится на лесопильных рамах. Существенный недостаток лесопильных рам – высокая виброактивность устранен в лесопильных рамах с гипоциклическим механизмом резания ЛРВ2, РУН63.

Указанные лесопильные рамы полностью уравновешены, не требуют установку на фундамент, некоторые модели выполняются в передвижном варианте.