

Заключение

Из формулы (10) видно, что при движении частицы вдоль радиуса мешалки необходимо учитывать динамический характер процессов, происходящих при перемешивании различных сред в рабочей зоне мешалки, физико-механические свойства этих сред и параметры мешалки.

Также из выражения (10) видно, что при увеличении угловой скорости мешалки перемещение частицы в радиальном направлении вдоль радиуса мешалки также увеличивается.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шацкий, В.В. Моделирование механизированных процессов приготовления кормов. – Запорожье: ПЦ <<Х – ПРЕСС >>, 1998. – 140 с.
2. Машины для перемешивания материалов. – Ч. 2: смесители периодического действия/ Д.Р. Дамдинова. – Улан-Удэ: Восточно-Сибирский гос. технич. университет, 2000.
3. Медведев, В.А. Гидравлика и гидравлические машины: учеб. пособ. для вузов/ В.А. Медведев. – Мн.: Вышэйш. шк., 1998. – 311 с.

УДК 539.3; 517.9

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 5.04.2012

**МЕТОД КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ В
ПРОЕКТИРОВАНИИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ**

В.Н. Дашков, докт. техн. наук, профессор, Е. В. Жеребятъев, студент (БГАТУ)

Аннотация

Рассмотрены теоретические подходы к применению при проектировании сельскохозяйственной техники метода создания искусственных местных концентраторов напряжений с использованием современных программных средств и построения модели нагружения детали методом конечных элементов (МКЭ).

The article considers theoretical approaches to the use of designing of agricultural technology of artificial local concentrators, using modern software tools and building a model by finite element method (FEM).

Введение

В процессе подготовки будущих инженеров-машиностроителей, как правило, учат избегать концентраторов напряжений, как опасных и нежелательных явлений, снижающих сопротивление тела ударным нагрузкам [1]. Однако это не совсем верно. Целесообразно взглянуть на проектирование деталей с совершенно противоположной стороны. Ведь концентраторы напряжений можно рассматривать и с точки зрения их полезности – будучи размещены в нужном месте, они способны не ослабить деталь, а частично ее разгрузить.

Основная часть

Концентрация напряжений в теории упругости – сосредоточение больших напряжений на малых участках, прилегающих к местам с различного рода изменением формы поверхности или сечения деформированного тела. Факторами, обуславливающими концентрацию напряжений (т. н. концентраторами напряжений), являются отверстия, полости, трещины, выточки, надрезы, углы, выступы, острые края, резьба, а также различные неровности поверхности (риски, царапины, метки, сварные швы и т. п.). Для распределения напряжений в зоне концентрации характерно резкое изменение напряжённого состояния, сопровождаемое быстрым затуханием напряжений при удалении от этой зоны (рис. 1, а) [2].

При растяжении широкого образца толщиной h с двусторонней выточкой, имеющей форму гиперболы (рис. 2), наибольшие напряжения σ_{\max} будут на кон-

туре выточки в её вершине. Для различных a/ρ в вершине выточки

$$\sigma_{\max} = p \frac{2(a/\rho + 1)\sqrt{a/\rho}}{(a/\rho + 1) \operatorname{arctg} \sqrt{a/\rho} + \sqrt{a/\rho}} \quad (1)$$

где a – 0.5 ширины образца $2a$ между выточками, м;
 ρ – радиус кривизны выточки, м;

$p = P/2ah$ так называемое номинальное напряжение, равное среднему нормальному растягивающему напряжению P по наиболее узкому поперечному сечению образца.

Из формулы (1) видно, что $\sigma_{\max} = 2,65p$ при $a/\rho=4$. По мере удаления от контура выточки σ_{\max} быстро затухают и очень скоро становятся значительно меньше p , а при уменьшении ρ – быстро возрастают. Чем больше максимальное напряжение в месте концентрации по сравнению с p , тем резче наблюдается затухание напряжений при удалении от наиболее напряженной зоны. Это особенно резко проявляется в случае пространственного напряженного состояния.

Свойством быстрого затухания напряжений возле концентратора можно воспользоваться для уменьшения наибольшего напряжения, имеющегося в соседстве с данным концентратором, путем устройства дополнительного концентратора напряжений.

Количественной оценкой концентратора напряжений служат коэффициенты концентрации напряжений a_σ – теоретический и a_τ – технический, определяемый экспериментально.

На рис. 1 (б) приведены α_σ в плоском образце с круговым отверстием для различных отношений d/b .

$$\alpha_\sigma = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_H}; \alpha_\tau = \frac{\tau_{\max}}{\tau_H}, \quad (2)$$

где σ_H и τ_H – номинальные напряжения.

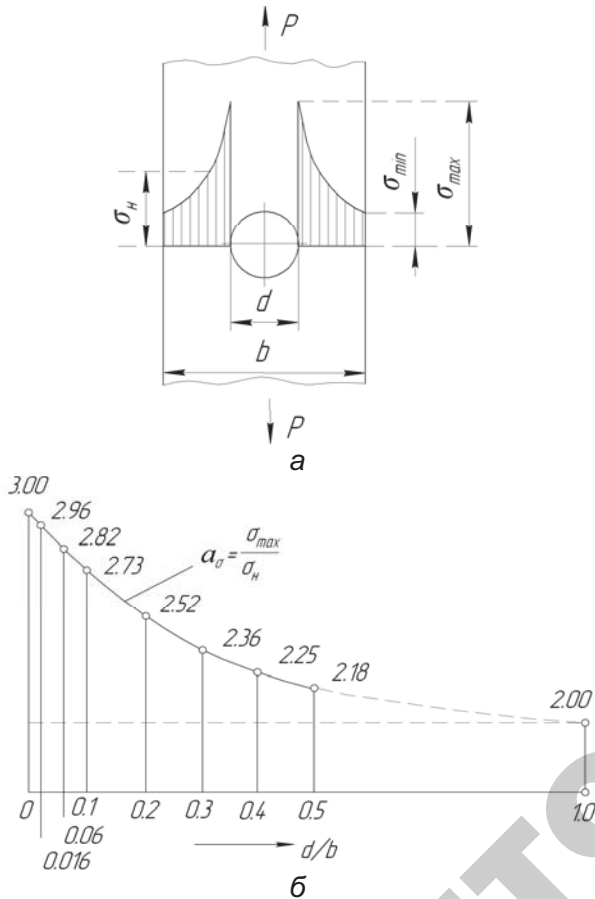


Рисунок 1. Концентрация напряжений при растяжении полосы шириной b с круговым отверстием диаметра d силой P

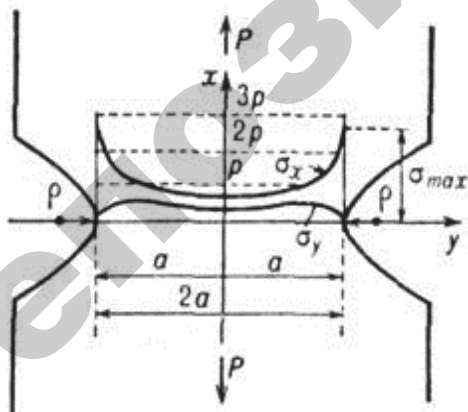


Рисунок 2. Концентрация напряжений при растяжении полосы с двумя симметричными гиперболическими выточками

Анизотропия упругих свойств материала оказывает сильное влияние на величину α_σ лишь в небольшой области вблизи концентратора, а по мере удаления от концентратора напряжений α_σ быстро затухает, как и в случае изотропной среды. Так, например, α_σ в точке A (рис. 3) эллиптического отверстия, находящегося в неограниченной ортотропной пластинке, характеризуемой упругими константами β_1 и β_2 , определяется по формуле

$$\alpha_\sigma = \frac{\sigma_{\max}}{p} = 1 + (\beta_1 + \beta_2)\sqrt{a/p} \quad (3)$$

Для изотропной среды $\beta_1 = \beta_2 = 1$ и

$$\alpha_\sigma = 1 + 2\sqrt{a/p} \quad (4)$$

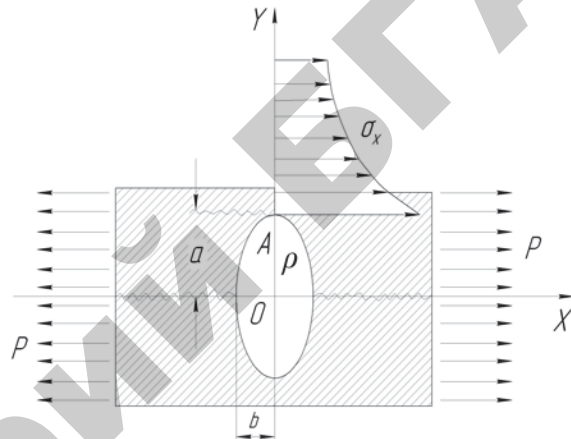


Рисунок 3. Концентрация напряжений возле эллиптического отверстия в неограниченной ортотропной пластинке

Из формул (3) и (4) следует, что в случае малых отверстий, номинальным напряжением σ_H будут напряжения p в соответствующей точке неослабленной пластинки, находящейся под действием той же системы внешних усилий, что и ослабленная данным отверстием пластинка [3].

Как известно, напряженное состояние любой детали есть сумма напряжений множества ее частиц, то есть является суммарной величиной, а значит и конечной. Эта гипотеза дает основание предполагать, что, выяснив характер (величину и направление) распространения напряжений в детали, мы можем ослабить их максимальные значения, сознательно создавая на пути их распространения концентраторы напряжений. Таким образом, будет происходить пространственное перераспределение нагрузок в детали, что позволит создавать локальные «центры нагружений», каждый из которых будет обладать небольшой абсолютной величиной напряжений. Концентратором напряжений могут выступать надрезы, выточки, выбоины, полости, инородные включения, малые радиусы, местные пустоты, отверстия, резкие изменения геометрии, острые углы на нескольких уровнях в одной плоскости.

В качестве примера рассмотрим стойку сошника сепялки. Стойка сошника получает нагрузку от двух

закрепленных на ней дисков, которые непосредственно разрезают почву. В верхней точке стойки она соединена при помощи тяги с сошниковым брусом. Это соединение не позволяет стойке перемещаться, то есть мы можем считать его шарнирно-неподвижным. В то же время в средней части точки закреплен поводок секции, который ограничивает ее перемещение по горизонтали перпендикулярно движению агрегата,

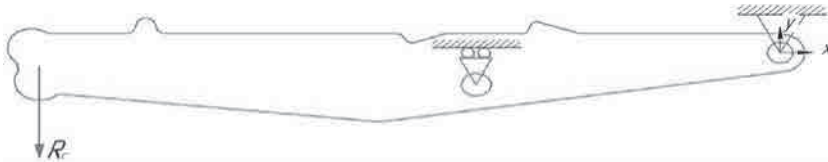


Рисунок 4. Схема нагружения для прочностного расчета стойки сошника

и схема нагружения будет выглядеть согласно рис. 4.

Данная деталь работает в условиях нагружения в одной плоскости и имеет две опоры. Условно мы можем считать ее балкой, работающей на изгиб. Усилие будет передаваться от пары дисковых сошников, закрепленных на одном из концов стойки. То есть, на другом ее конце, в точке закрепления будет наблюдаться максимальный изгибающий момент, а соответственно, и опасное сечение. Нас интересует, прежде всего, максимальная величина нагружения в опасном сечении и распределение напряжений на пути их распространения. Величину нагрузки принимаем 800 Н на один диск, что вдвое больше рабочего сопротивления тяжелой почвы при обработке дисковым сошником и учитывает внезапные скачкообразные увеличения сопротивлений от твердых почвенных включений

Анализ объемно-деформированного напряженного состояния производим методом конечных элементов в программной САЕ-среде APM WinMachine. Результаты представлены на рис. 5.

При реализации расчетной схемы авторами было

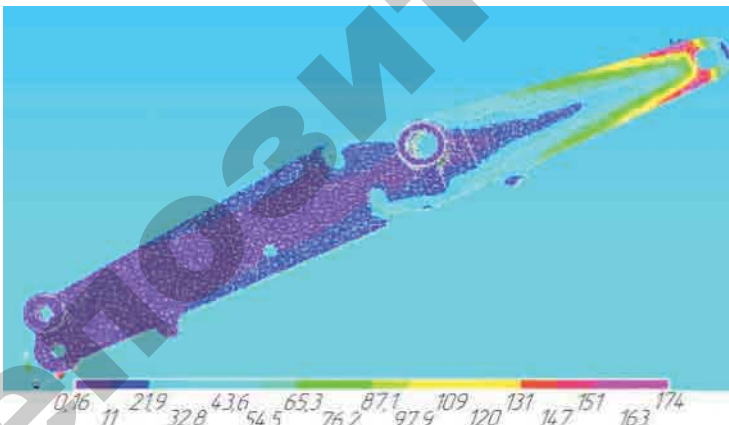


Рисунок 5. Карта распределения объемных напряжений в стойке сошника

введено единственное допущение – нагрузка прикладывалась равномерно по внутренней поверхности отверстий осей дисков. Можно наблюдать, что максимальные объемные напряжения возникают в верхней точке закрепления стойки и постепенно угасают

по снижению к месту закрепления дисков сошника. Максимальное напряжение составило 174 МПа. Отметим также, что материалом стойки является Сталь 35Л с пределом прочности по текучести 275 МПа и пределом прочности по разрушению в 492 МПа [4]. Это значит, что при минимальном запасе прочности детали $n=2$, допустимые напряжения составляют 246 МПа. То есть, как мы видим, детали обеспечен необходимый запас прочности. Нашей задачей будет ослабление максимальных напряжений детали, что позволит назначить менее ответственный материал без проигрыша в прочностных характеристиках.

Согласно выдвинутой гипотезе, необходимо создать несколько локальных центров напряжений в областях их малой концентрации. В качестве области создания таких центров выбираем область литейной впадины в верхней части стойки. В качестве концентраторов напряжений выбираем радиусы отверстий, так как они позволяют создавать достаточно равномерно распределенные области нагрузки. При этом, изменяя радиусы отверстий в небольшом диапазоне, мы можем достаточно широко регулировать величину возникающих на них напряжений [5]. Но производим не просто несколько отверстий, а делаем сквозной треугольный вырез в литейной впадине, скругляя его углы. Таким образом, мы переносим в радиусы-концентраторы те напряжения, которые должны были быть сосредоточены в вырезанном объеме металла, а также осаждаем частично напряжения, распространяющиеся от дисков сошников. Отметим также присутствие дополнительного концентратора напряжений в виде ступенчатого изменения толщины стойки – сначала номинальная толщина, затем ступень литейного снижения толщины, а затем сквозной вырез.

Таким образом, образуются локальные центры с достаточно существенными величинами напряжений, в то время как их величину можно эффективно контролировать, изменяя радиус скругления углов треугольного выреза. Произведем изменение геометрии и, конечно, элементный анализ. Результаты представлены на рис. 6.

Данный рисунок полностью не отображает стойку, так как нижняя часть по-прежнему весьма далека от максимальных (существенных) напряжений. Интерес представляет собой именно верхняя часть стойки. Как можно видеть, удалив материал из этой области, мы не только сэкономили металл, но и перераспределили напряжения равномернее по объему детали, снизив максимальные в $174/92,4 = 1,88$ раза. Такой результат дает все предпосылки для назначения иного материала детали, менее качественного состава и более дешевого

Выбор нового материала производим из той же группы литейных сталей для сохранения технологичности производства. Вместо принятой в конструкции Стали 35Л назначаем Сталь 15Л со сле-

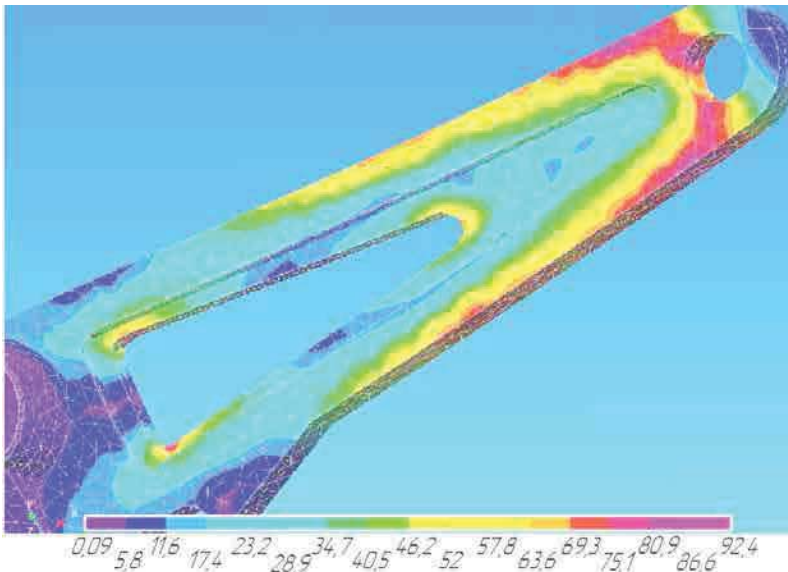


Рисунок 6. Результат расчета модернизированной сошниковой стойки

дующими характеристиками: предел текучести – 196 МПа, предел прочности – 392 Мпа, допустимые напряжения – 196 Мпа [6].

Теоретически конструкционных характеристик этого материала должно хватить, чтобы обеспечить прочность и надежность стойки, при этом сохраняя технологичность ее изготовления. Отметим также тот факт, что назначение нового материала не повлияет на максимальные напряжения, возникающие в сечении, так как материал определяет деформации детали, а напряжения определяются геометрией формы и схемой нагружения. Также относительный запас прочности значительно увеличился (при общем уменьшении действующих напряжений) и составил в сравнении с предыдущей конструкцией:

$$\delta = \frac{[\sigma] - \sigma}{[\sigma]} \cdot 100\%$$

$$\delta_{исх} = \frac{[\sigma] - \sigma}{[\sigma]} \cdot 100\% = \frac{245 - 174}{245} \cdot 100\% = 28,9\%$$

$$\delta_{мод} = \frac{[\sigma] - \sigma}{[\sigma]} \cdot 100\% = \frac{196 - 92,4}{196} \cdot 100\% = 52,8\%$$

Такие результаты говорят о том, что новый материал выбран правильно и отвечает условиям работы исследуемой детали.

После модернизации стойки сошника ее прочностные характеристики не ухудшились, общее напряженно-деформированное состояние облегчилось, расход материала уменьшился на 623 грамма. К тому же, был выбран менее дорогостоящий материал, который снижает общие расходы на производство данной детали. Сеялка СЗТМ – 4 имеет ширину захвата 4 м, и при междурядье высева 12,5 см в сеялке установлены 33 сошниковые стойки. Таким образом, суммарное снижение расхода металла, помимо снижения его стоимости, составляет:

$$\Delta W = 33 \cdot 623 = 20559 \text{ г} \approx 20,5 \text{ кг}$$

При этом не происходит ослабление конструкции, увеличивается запас прочности, что является предпосылками более высокой надежности детали.

Однако данная гипотеза требует более детального изучения с точки зрения возникновения усталостных напряжений. Внесение концентратора напряжений может вызывать снижение предела усталости образца и смещение его кривой усталости.

Заключение

Большинство изученных задач о распределении напряжений в местах их концентрации относится к плоским задачам теории упругости и пластичности и получены на основе упрощенных гипотез теории пластин и оболочек, при которых напряжения изучались в основном экспериментально (методом фотоупругости, тензометрирования и др.).

Появление современных вычислительных машин позволяет реализовать метод конечно-элементного математического анализа на виртуальных моделях, подробно и более детально исследовать задачи распределения напряжений в местах их концентрации, при этом не неся существенных материальных затрат на изготовление образцов и проведение многочисленных экспериментов.

Применение при проектировании сельскохозяйственной техники метода создания искусственных местных концентраторов напряжений с использованием современных программных средств и построения модели нагружения детали методом конечных элементов (МКЭ) позволит оптимизировать выбор материала и конструктивных параметров деталей и снизить металлоемкость и стоимость машин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Горшков, Г.В. Сопротивление материалов: 2-е изд., исправл./ Г.В. Горшков, В.Н. Трошин, В.И. Шалашилин. – М.: Физматлит, 2005. – 544 с.
2. Серенсен, С.В. Сопротивление материалов усталостному и хрупкому разрушению: учеб. пособ. для вузов/ С.В. Серенсен. – М.: Атомиздат, 1975. – 192 с.
3. Методы расчета оболочек: в 5-ти т; под ред. А.Н. Гузя. – Т. 1: Теория тонких оболочек, ослабленных отверстиями. – Киев: Наукова думка, 1980.
4. Отливки стальные: ГОСТ 977-88. Общие технические условия.
5. Зубов, Л.М. Методы нелинейной теории упругости в теории оболочек. – М.: ИРУ, 1982. – 144 с.
6. Агапов, В.П. Метод конечных элементов в статике, динамике и устойчивости пространственных тонкостенных подкрепленных конструкций: учеб. пособ./ В.П. Агапов – М.: АСВ, 2000. – 152 с.