

И.П.Ксеневиц, В.Я.Рубенчик, А.В.Антонов

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАСЧЕТ ДЕФОРМАЦИЙ СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КАБИНЫ ПРИ ОПРОКИДЫВАНИИ ТРАКТОРА

Безопасная кабина – неотъемлемая часть современных тракторов. Она защищает тракториста от серьезных травм при опрокидывании трактора. Защитные свойства кабины характеризуются способностью ее силовых элементов (стержней, рам) противостоять нагрузкам. Пределом допустимых деформаций кабины служит зона безопасности, которая регламентируется ГОСТ 7057-73. Энергия удара, по которой ведут расчет и испытания кабины, также определяется ГОСТ 7057-73.

При сопоставлении нормативов на геометрические параметры внутреннего пространства кабин и зоны безопасности устанавливается величина допускаемых перемещений (порядка 250...300 мм), которая определяет работу силовых элементов кабины за пределами упругой зоны при значительной пластической деформации материала.

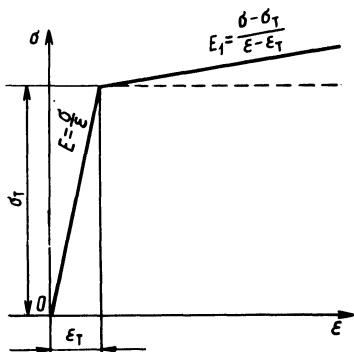


Рис. 1. Диаграмма растяжения.

В настоящей статье рассмотрена задача расчета на ЭВМ плоских рам при нагрузке в своей плоскости с учетом пластических деформаций. Общая задача для кабины является пространственной, однако выделение и анализ плоских рам в сочетании с экспериментальными исследованиями позволяют выбрать оптимальные пропорции и размеры сечения стержней.

Построение теории и организация расчетов связаны со схематизацией диаграммы растяжения (рис. 1). Для пластичных прокатных материалов обычно принимают схему идеальной пластичности (пунктирная линия). Однако схема идеальной пластичности применительно к расчету плоских рам приводит к

противоречию. Так, понятие точечного пластического шарнира, используемого в строительной механике, при ближайшем рассмотрении оказывается некорректным. Хотя кривизна в одной точке (шарнире) стремится к бесконечности, интеграл от кривизны, выражающий деформацию, остается ограниченным и малым, соизмеримым с деформацией упругого изгиба. Задача становится принципиально неразрешимой.

При схематизации диаграммы растяжения можно использовать степенные или более сложные зависимости [1]. В данном случае для прокатных материалов, идущих на изготовление силовых элементов кабины, была принята, как наиболее простая, схема пластичности с линейным упрочнением (сплошная линия). Зависимость между напряжением σ и относительным удлинением ϵ представляется в виде

$$\sigma = \begin{cases} E\epsilon & \text{при } \epsilon \leq \epsilon_T ; \\ \sigma_T + E_1(\epsilon - \epsilon_T) & \text{при } \epsilon \geq \epsilon_T, \end{cases} \quad (1)$$

где E - модуль упругости, E_1 - модуль упрочнения, σ_T - предел текучести; $\epsilon_T = \frac{\sigma_T}{E}$ - относительное удлинение, σ_T соответствующее пределу E текучести.

Для выполнения расчетов нужно располагать численным значением модуля упрочнения E_1 . В справочной литературе численные характеристики упрочнения для малоуглеродистых сталей, идущих на изготовление силовых элементов кабины, отсутствуют. Чтобы определить значения E_1 , был выполнен эксперимент.

С целью обработки результатов эксперимента была проведена серия расчетов с применением ЭВМ (по излагаемой в статье методике) с варьированием модуля упрочнения. Сопоставление расчетных кривых с экспериментальной, во-первых, подтвердило возможность применения в расчетах спрямленной диаграммы растяжения и, во-вторых, позволило выявить значения модуля упрочнения, а именно:

для малоуглеродистых качественных сталей (сталь 20) $E_1 = 7350 \text{ МН/м}^2$, $E_1/E = 0,035$;

для неупрочненных алюминиевых сплавов (сплав 1915) $E_1 = 2100 \text{ МН/м}^2$, $E_1/E = 0,01$.

Возможность применения спрямленной диаграммы для испытанных материалов подтверждается также данными, приведен-

ными для легированных сталей, $E_1/E = 0,025 \dots 0,07$ [1] , [2] .

В соответствии с общими положениями теории упругопластического изгиба стержней [3] используем гипотезу плоских сечений. Для простоты ограничимся случаем симметричного поперечного сечения стержня. В решении задачи применяется параметр η - расстояние от нейтральной оси до границы между зонами упругости и пластичности. Кривизна (вторая производная прогиба) выразится следующим образом:

$$K = \pm \frac{\sigma_T}{E \eta} \quad (2)$$

(знак кривизны соответствует знаку изгибающего момента).

Напряжения изгиба на стороне растяжения представляются в виде

$$\sigma = \begin{cases} \sigma_T + \frac{E_1}{E} \sigma_T \left(\frac{y}{\eta} - 1 \right) & \text{при } y > \eta ; \\ \sigma_T \frac{y}{\eta} & \text{при } y < \eta , \end{cases} \quad (3)$$

где y - ордината точки сечения.

Изгибающий момент выражается как удвоенный интеграл по площади половины сечения (для симметричного сечения)

$$M = 2 \int_F \sigma y \, dF. \quad (4)$$

Для коробчатого сечения (рис. 2) можно получить при $0 < \eta < y_1$

$$M = M_2 - A \eta^2 + \frac{B}{\eta} \quad (5)$$

$$M_2 = \sigma_T \left(1 - \frac{E_1}{E} \right) \left[b (y_2^2 - y_1^2) + 2 \delta y_1^2 \right] ;$$

$$A = \frac{2}{3} \sigma_T \left(1 - \frac{E_1}{E} \right) \delta ;$$

$$B = \frac{2}{3} \sigma_T \frac{E_T}{E} \left[b (y_2^3 - y_1^3) + 2 \delta y_1^3 \right] .$$

Уравнение (5) является кубическим относительно параметра η , а именно:

$$\eta^3 - 3 p \eta - 2 q = 0, \quad (6)$$

где $p = \frac{M_2 - M}{3 A}$, $q = \frac{B}{2 A}$.

Решение уравнения (6) определяет действительный положительный корень однозначно:

$$\eta = \begin{cases} \sqrt[3]{q + \sqrt{q^2 - p^3}} - \sqrt[3]{-q + \sqrt{q^2 - p^3}} & \text{при } q^2 - p^3 \geq 0; \\ 2\sqrt{p} \cos\left(\frac{1}{3} \arccos \frac{q}{\sqrt{p^3}}\right) & \text{при } q^2 - p^3 < 0. \end{cases} \quad (7)$$

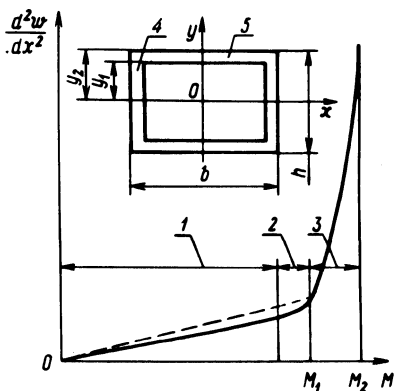


Рис. 2. Зависимости кривизны

стержня $\frac{d^2w}{dx^2}$ от изгибающего момента M :

1 – зона упругой деформации; 2 – зона упруго-пластических деформаций полки; 3 – зона упруго-пластических деформаций стоек; 4 – стойка; 5 – полка.

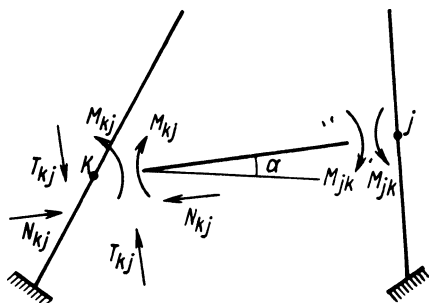


Рис. 3. Стержневая система.

Решение, как отмечалось, имеет место при $0 < \eta < y_1$. При $y_1 < \eta < y_2$ может быть получено аналогичное решение.

Однако на этом участке кривая зависимости кривизны от изгибающего момента (рис. 2) незначительно отклоняется от прямой, соответствующей чисто упругой деформации. Поэтому было допущено следующее упрощение (показано пунктиром): при $M < M_1$

$$K = \frac{\sigma_T}{E y_1} \frac{M}{M_1}, \quad (8)$$

где $M_1 = M_2 - A y_1^2 + \frac{B}{y_1}$.

Решение задачи упругопластического изгиба стержней рамы сводится к определению перемещения узлов.

Для отдельно взятого стержня с узлами k и j (рис. 3) длиной l изгибающий момент M в сечении выражается как функция ординаты x вдоль стержня.

$$M = M_{kj} + T_{kj} x, \quad (9)$$

где $T_{kj} = T_{jk} = -\frac{1}{l} (M_{kj} + M_{jk})$ - поперечная сила.

В соответствии с предыдущим установлена кривизна K , а интегрирование по длине стержня позволяет определить соотношения между угловыми γ_k , γ_j и тангенциальными w_k , w_j перемещениями узлов

$$\begin{aligned} \gamma_j &= \gamma_k + \int_0^l K dx \\ w_j &= w_k + \gamma_k l + \int_0^l dx \int_0^x k dx = \\ &= w_k + \gamma_k l + \int_0^l (1-x) K dx. \end{aligned} \quad (10)$$

Выражения для относительных перемещений примут вид

$$\gamma_{kj} = \int_0^l K dx = \gamma_j - \gamma_k;$$

$$w_{kj} = \int_0^1 \left(\frac{1}{2} - x \right) K dx = w_j - w_k - \frac{1}{2} (\delta_k - \delta_j). \quad (11)$$

Интегралы от кривизны определяют соотношения между перемещениями (углами поворота и прогибами) концевых сечений одного из отдельно взятых стержней рамы. Были введены специальные функции перемещений, обеспечивающие симметрию расчетных формул.

Численное дифференцирование позволяет определить частные производные функций перемещений по концевым изгибающим моментам стержней, т.е. получить матрицу жесткости и путем ее обращения матрицу податливости.

В итоге получены формулы для приращений (дифференциалов) функций перемещения в зависимости от приращений концевых моментов.

Кроме изгиба, будем учитывать растяжение-сжатие стержней. Применение ЭВМ способствует, в отличие от ручного счета, упрощению учета растяжения-сжатия. Учет растяжения необходим для построения полной системы уравнений.

Продольные деформации стержней будем считать упругими и не будем учитывать их влияние на приведенное выше решение задачи упругопластического изгиба (так же, как и влияние сдвигов).

Для растяжения-сжатия имеем

$$S_{kj} = \frac{N_{kj} l}{E F} = S_j - S_k, \quad \frac{d N_{kj}}{d S_{kj}} = \frac{E F}{l}, \quad (12)$$

где N_{kj} - растягивающая сила; S_{kj} - удлинение стержня; F - площадь сечения; S_j и S_k - продольное перемещение узлов.

Таким образом, имеем полное описание зависимостей между упругопластическими деформациями и нагрузкой для отдельно рассматриваемого стержня.

При переходе к общей для рамы системе отсчета, в которой рассматриваемый стержень наклонен под углом α (рис.3), выражения для относительных перемещений (11) и (12) примут следующий вид:

$$\gamma_{kj} = \gamma_j - \gamma_k ;$$

$$w_{kj} = (v_j - v_k) \cos \alpha - (u_j - u_k) \sin \alpha - \frac{1}{2} (\gamma_k - \gamma_j) ;$$

$$s_{kj} = (u_j - u_k) \cos \alpha + (v_j - v_k) \sin \alpha ,$$

где v_k, v_j - вертикальные, а u_j, u_k - горизонтальные смещения узлов.

Индекс kj применительно к углу α условимся не ставить (так же, как к параметрам l, F и т.д.), однако будем иметь в виду, что при перемене начала отсчета угол α изменяется на 180° ($\alpha_{jk} = \alpha_{kj} + \pi$), так что $\sin \alpha$ и $\cos \alpha$ изменят знак.

Уравнения равновесия k -го узла имеют вид

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum^j M_{kj} + M_k = 0; \\ \sum^j (N_{kj} \cos \alpha + T_{kj} \sin \alpha) + X_k = 0; \\ \sum^j (N_{kj} \sin \alpha - T_{kj} \cos \alpha) + Y_k = 0; \end{array} \right. \quad (14)$$

Суммирование ведется по узлам, соединенным с k -ым узлом стержнями. К узлу может быть приложена внешняя нагрузка, она обозначена через M_k, X_k, Y_k (момент, горизонтальная и вертикальная силы).

При расчете каркаса на удар внешняя нагрузка будет приложена лишь к одному узлу.

Уравнения (14), будучи повторены для всех незакрепленных узлов рамы, в неявном виде представляют собой систему для определения перемещений узлов γ_k, u_k, v_k , где $k = 1, 2, 3 \dots n$.

Для закрепленных узлов, применяя выражение (13), следует полагать $\gamma_j = u_j = v_j = 0$.

Решение системы в связи с ее нелинейностью при учете пластичности имеет шаговый характер. На каждом шаге внешняя нагрузка увеличивается на малые величины $\delta M_k, \delta X_k, \delta Y_k$ и с использованием аппарата частных производных система приводится к линейной системе относительно приращений перемещений $\delta \gamma_k, \delta u_k, \delta v_k$.

Выражая полные дифференциалы левых частей уравнений (14) и заменяя дифференциалы переменных малыми конечными приращениями, составляем систему уравнений, решая которую находим перемещения δ_k , u_k , v_k для незакрепленных узлов, в том числе узла, к которому приложена нагрузка.

Составленная программа на языке "Фортран" для ЭВМ, ЕС-1020 предназначена для расчета плоской стержневой системы (рама, ферма) произвольной конструкции (при нагрузке в своей плоскости). При этом определяются перемещения узлов, изгибающие моменты, энергия деформации.

Выполненные расчеты различных вариантов конструкций силовых элементов кабины трактора "Беларусь" показали, что применение стальных силовых элементов в каркасе тракторной кабины с сечениями 55 х 90 х 2,5мм позволит выдержать энергию удара при опрокидывании тракторов МТЗ-80/82 при максимальных деформациях, равных 165мм, что оградит зону безопасности от вхождения в нее жестких элементов кабины.

Исследование деформаций плоских рам, входящих в пространственную конструкцию каркаса, при статическом нагружении позволяет сделать вывод: применяемый метод расчета плоских рам с учетом значительных пластических деформаций может быть использован при расчете конструкций кабин тракторов, самоходных шасси и других транспортных средств.

Л и т е р а т у р а

1. Малинин Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести. - М., 1975. 2. Серенсен С.В., Когаев В.П. Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. Справочное пособие. - М., 1975. 3. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов, 5-е изд. - М., 1970.

УДК 621 - 82 - 19

О.П.Лапотко, В.В.Арсенов

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ ОБЪЕМНОЙ ГИДРОТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА МТЗ-80Б

Определение надежности рабочей жидкости основано на рассмотрении изменения ее функциональных свойств в эксплуатации. В гидроприводах сельхозмашин одной из наиболее важных функций применяемой жидкости является ее противозносное свой-