

УДК 631.312.01

Д. А. Игнатков ¹, А. В. Ващула ², Г. Ф. Бегеня ¹

¹ Учреждение образования «Белорусский государственный аграрный технический университет», Минск

² Испытательный центр государственного учреждения «Белорусская машиноиспытательная станция»,
пос. Привольный, Минская область

ПРИБЛИЖЕННАЯ ОЦЕНКА НАПРЯЖЁННОГО СОСТОЯНИЯ ЛЕЗВИЙНОЙ ЧАСТИ СФЕРИЧЕСКОГО ДИСКА ДИСКАТОРА

Приведены результаты расчётов компонентов напряжённого состояния лезвийной части дисков дискаторов и его моделирование в компьютерной системе Maple в зависимости от сил резания, конструктивных параметров и технологических режимов обработки почвы.

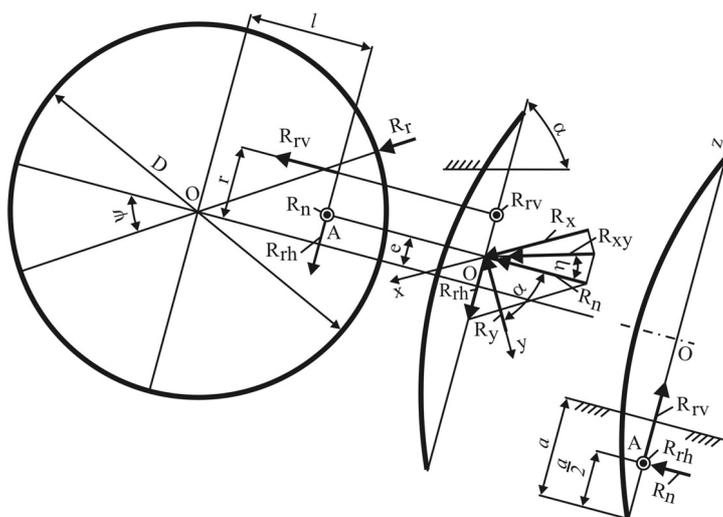
Ключевые слова: дискатор, сферический диск, режущая часть, напряжённое состояние, нормальные и касательные напряжения, запас прочности, прочностная надёжность.

Введение. В процессе обработки почв с различными природными свойствами сферический диск малой кривизны дискатора испытывает высокие переменные и динамические нагрузки, особенно в моменты наезда на препятствия в виде камней, крупных корней, почвенных уплотнений и др. Так, например, при обработке супесчаных почв давление на режущие кромки лезвийной части диска может достигать значительных величин (порядка 0,1... 0,12 МПа) [1]. Поэтому определение компонент напряжённого состояния (знак и величина нормальных и касательных напряжений) сферических дисков с разными диаметрами и геометрическими параметрами лезвийной части является актуальным [2]. Цель данной работы состоит в приближенном определении компонент напряжённого состояния и прочностной надёжности лезвийной части дисков из различных марок закалённых с отпуском сталей для обеспечения её при конструировании и выборе при эксплуатации рациональных технологических режимов обработки почвы.

Основная часть. Постановка задачи заключается в определении компонент напряжённого состояния лезвийной части диска при рабочих нагрузках в процессе обработки почвы с учётом требуемых технологических режимов обработки посредством компьютерного расчёта и моделирования для назначения при проектировании марок сталей с требуемыми пределами прочности после закалки и отпуска, применение которых обеспечивает его прочностную надёжность.

В расчётной схеме (рисунок 1) показаны векторы сил, действующие во время работы на сферический диск [4]: сила R_r от сопротивления почвы деформации резанию, лежащая в вертикальной плоскости и наклонённая к горизонту под углом ψ , и сила R_n от сопротивления почвенного пласта деформации, действующая на вогнутую поверхность диска перпендикулярно плоскости его вращения приблизительно на расстоянии $a/2$ от дна борозды. Расчёт компонент сил выполняем по формулам

$$R_{rh} = R_r \cos \psi; \quad R_{rv} = R_r \sin \psi; \quad R_{xy} = \frac{R_{rh}}{\sin \eta},$$



ψ — угол наклона к горизонту стойки дискового органа;
 α — угол атаки; D — диаметр диска; a — глубина вспашки

Рисунок 1. — Силы, действующие на диск дискатора [3]

$$R_x = R_{xy} \sin(\alpha + \eta); \quad R_y = R_{xy} \cos(\alpha + \eta); \quad R_z = R_{rv},$$

$$R_n = \frac{R_{rh}}{\operatorname{tg} \eta}, \tag{1}$$

в которых экспериментальные значения углов η между векторами сил R_{xy} и R_n для различных углов α атаки заимствуем из книги [5].

Для расчёта силы R_n предложено большое число эмпирических соотношений, обзор которых приведён, например, в работе [6], однако для качественной сравнительной оценки используем формулу (1). Поскольку в работе [7] показано, что фаски лезвия дисковых рабочих органов не принимают участия при резании материала, но при этом именно кромка лезвия постоянно находится в контакте с разрезаемым материалом, то силу R_r , действующую на носок лезвия, считаем основной, которая ложится в основу вычисления по формуле (1) силы R_n .

Определение напряжённо-деформируемого состояния вращающегося сферического диска дискатора представляет собой весьма трудную задачу, поскольку эпюра давлений почвы на его рабочую сегментную часть от момента входа до момента выхода из почвы носит сложный малоизученный характер [8], а обычно применяемая двухугольная заточка лезвия также требует непростого аналитического учёта концентрации напряжений. Поэтому для инженерного упрощённого расчёта компонент напряжений лезвие диска представляем в виде гладкого клина с углом раствора 2β , причём согласно правилу a параллельного переноса сил [9] носок лезвия загружаем равномерно распределёнными сосредоточенной силой, действующей вдоль оси лезвия, сосредоточенной силой, перпендикулярной к его оси, и сосредоточенным моментом $M = R_n a / 2$, которые относим к длине l окружности сегмента диска на глубине $a / 2$ вспашки (рисунок 2).

Затем определяем нормальные σ_r и касательные $\tau_{r\theta}$ напряжения в сечениях с радиусом r (см. рисунок 2), отмечая, что при нагружении лезвия указанными силами и моментом они резко возрастают по мере приближения к его носку, которые при r , равном 0, становятся бесконечно большими. В малой области от носка лезвия до сечения с некоторым радиусом r_0 напряжения превосходят предел пропорциональности и деформации и становятся пластическими [10]. Поэтому в рамках постановки упругой задачи за пределами пластической зоны напряжения рассчитываем по следующим формулам [11]:

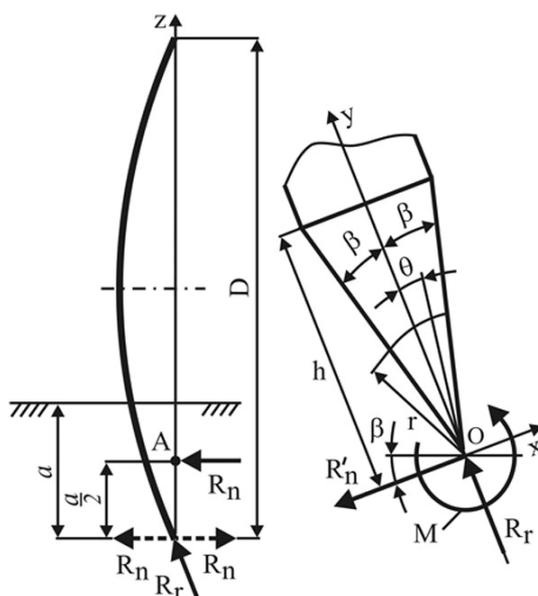


Рисунок 2. — Усилия, действующие на носок лезвия

при действии центрально приложенной силы R_r —

$$\sigma_r = -\frac{2R_r \cos \theta}{[2\beta + \sin(2\beta)]lr};$$

при действии силы R'_n , приложенной перпендикулярно к центральной оси лезвия, —

$$\sigma_r = \frac{2R_n \cos \theta \cos \beta}{[2\beta - \sin(2\beta)]lr};$$

при действии изгибающего момента M —

$$\sigma_r = -\frac{R_n a \sin(2\theta)}{\cos(2\beta)[\operatorname{tg}(2\beta) - 2\beta]lr^2};$$

$$\tau_{r\theta} = \frac{R_n a [\cos(2\theta) - \cos(2\beta)]}{2 \cos(2\beta) [\operatorname{tg}(2\beta) - 2\beta]lr^2},$$

в которых длина окружности сегментной лезвийной части диска l вычисляется из выражения

$$l = a \sqrt{\frac{2D}{a} + \frac{1}{3}}.$$

Расчёт компонентов напряжённого состояния и его моделирование в лезвийной части дисков из различных материалов выполняем в компьютерной системе Marle версии 11 с помощью Marle-программы, созданной одним из авторов. Величины пределов σ_B прочности при температурах T_0 отпуска после закалки стали 65Г (закалка 830°C, масло, охлаждение после отпуска на воздухе), стали 30ХГСА (закалка 880°C, масло, охлаждение после отпуска в воде) и стали 40ХС (закалка 900°C, масло, охлаждение после отпуска на воздухе) заимствуем из работы [12], причём зависимости пределов прочности

от температур отпуска описываем посредством Мар1е-аппроксимации. За основу приближенной оценки прочностной надёжности принимаем коэффициент запаса прочности, определяемый по формуле

$$n = \frac{\sigma_B}{\sigma}$$

где в знаменателе отношения $\sigma = \sigma_r + \sigma'_r + \sigma''$ — наибольшая величина суммарного растягивающего напряжения в каком-либо сечении лезвия (при этом имеем в виду хорошо известный факт, что при n , равном 1, вероятность разрушения составляет 50%, а при n , равных 1,2; 1,5; 2,0 вероятности невыхода из строя составляют примерно 90,0; 99,0 и 99,9% соответственно).

Согласно данным из книги [13], зависимость угла η от угла α атаки аппроксимирована линейным уравнением

$$\eta = 70,060 - 1,798\alpha.$$

Компьютерное моделирование показало, что уменьшение угла ψ наклона к горизонту стойки дискового органа от 80 до 45° и увеличение угла α атаки от 25 до 30° приводит к значительному росту нормальных напряжений. Поэтому нижеследующие результаты расчётов приведены для неварьируемых значений углов ψ , равного 85°, и α , равного 20°, угол заточки лезвия 2β , равного 18°. При этих постоянных величинах диаметры дисков приняты равными 460, 520 и 620 мм, глубины вспашки — 4, 8, 12 и 16 см, а силы R_r резания — 1 000 и 1 600 Н.

Радиальное распределение напряжений по сечениям лезвия носит гиперболический характер. Для сравнения (таблица 1) даны их численные значения для переменных углов θ от центральной оси лезвий дисков разных диаметров при одной и той же силе резания при одинаковой глубине обработки.

Видно, что суммарные нормальные напряжения достигают максимальных значений в крайних зонах лезвия, при этом на тыльной поверхности действуют максимальные неблагоприятные растягивающие напряжения (в отличие от лобовой поверхности, находящейся под действием напряжений сжатия). Касательные напряжения на тыльной и лобовой поверхностях равны нулю, а наибольшие их величины отмечены на оси лезвия, причём они на порядок меньше растягивающих напряжений. Наибольший вклад в значения суммарных нормальных напряжений вносят нормальные напряжения, которые вызываются действием изгибающего момента M , а напряжениями от действия сил R_r и R'_n можно пренебречь. С увеличением диаметра диска значения нормальных напряжений уменьшаются.

По самим поверхностям напряжения для тыльной поверхности диска резко снижаются по мере удаления от вершины лезвия (рисунок 3), например, при глубине обработки 12 см.

Т а б л и ц а 1. — Значения напряжений в сечениях на расстоянии 1,2 мм от носка лезвия

$D = 520 \text{ мм}; a = 12 \text{ см}; R_r = 1 600 \text{ Н}$						$D = 620 \text{ мм}; a = 12 \text{ см}; R_r = 1 600 \text{ Н}$				
θ°	σ_r	σ'_r	σ''_r	σ	T_{θ}	σ_r	σ'_r	σ''_r	σ	T_{θ}
+9,0	-11,7	+0,2	-1439,7	-1451,2	0,0	-10,8	+0,2	-1324,4	-1333,0	0,0
+7,2	-11,8	+0,2	-1158,6	-1170,2	40,8	-10,8	+0,2	-1064,2	-1074,9	37,5
+5,4	-11,8	+0,1	-873,0	-884,7	72,7	-10,9	+0,1	-801,9	-812,6	66,8
+3,6	-11,9	+0,1	-583,9	-595,7	95,6	-10,9	+0,1	-536,2	-547,2	87,9
+1,8	-11,9	+0,0	-292,5	-304,4	109,4	-10,9	+0,0	-268,7	-279,6	100,5
0,0	-11,9	+0,0	0,0	-11,9	114,0	-10,9	+0,0	0,0	-10,9	104,7
-1,8	-11,9	-0,0	+292,5	+280,6	109,4	-10,9	-0,0	268,7	257,7	100,5
-3,6	-11,9	-0,1	+583,9	+571,9	95,6	-10,9	-0,1	536,3	525,4	87,9
-5,4	-11,8	-0,1	+873,0	+861,0	72,7	-10,9	-0,1	801,9	790,9	66,8
-7,2	-11,8	-0,2	+1158,6	+1146,6	40,8	-10,8	-0,2	1064,2	1053,2	37,5
-9,0	-11,7	-0,2	+ 1439,7	+1427,7	0,0	-10,8	-0,2	1322,4	1311,4	0,0

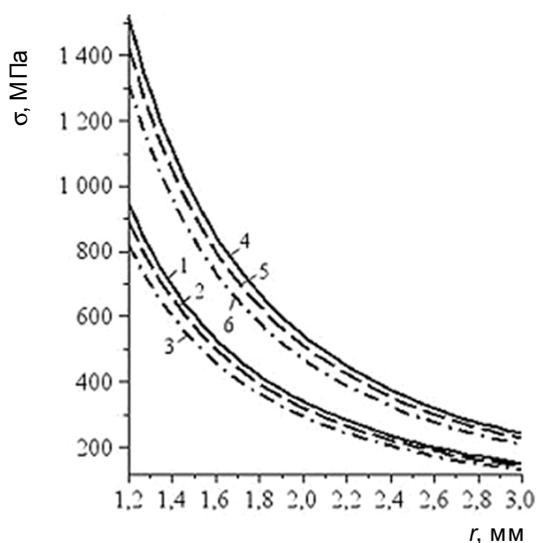


Рисунок 3. — Распределение растягивающих напряжений по тыльной поверхности дисков с диаметрами 460 (1; 4), 520 (2; 5) и 620 мм (3; 6) при силах резания 1 000 (1—3) и 1 600 Н (4—6)

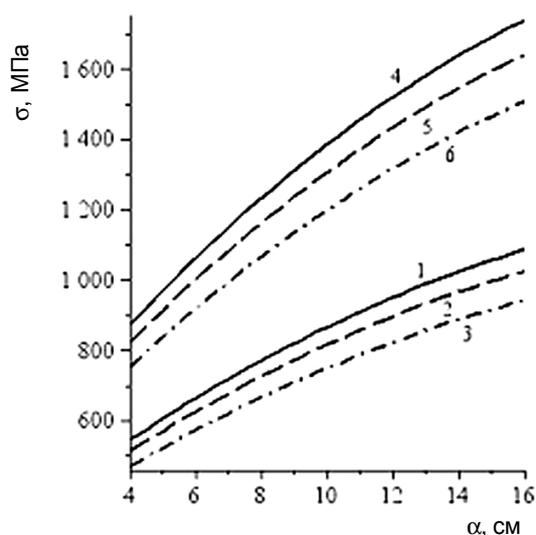


Рисунок 4. — Влияние глубины обработки на величину растягивающих напряжений в дисках с диаметрами 460 (1; 4), 520 (2; 5) и 620 мм (3; 6) при силах резания 1 000 (1—3) и 1 600 Н (4—6)

Видно, что в носковой части лезвия действуют весьма высокие напряжения растяжения, причём в случае их критических значений, превышающих допустимые, следует ожидать потери прочностной надёжности. Таким образом, при эксплуатации поверхностные слои материала тыльной поверхности носковой лезвийной части находятся в крайне неблагоприятном напряжённом состоянии.

В сечении на расстоянии 1,2 мм от носка лезвия характер изменения растягивающих напряжений зависит от глубины обработки при различных силах резания (рисунок 4). Вполне очевидно, что рост величины изгибающего момента по мере увеличения глубины обработки приводит к повышению значений растягивающих напряжений. В лезвийной части дисков с большими диаметрами происходит уменьшение их уровня в связи с увеличением длины окружности сегментной части на половине глубины обработки.

Рассмотрим закономерности изменения коэффициентов запаса прочности в сечениях на расстоянии 1,2 мм от носка лезвийной части дисков различных диаметров от температур T_0 отпуска после закалки сталей различных марок (рисунок 5). Они относятся к дискам из стали 65Г (сплошные линии), 30ХГСА (пунктирные линии) и 40ХС (линии с точками), при этом кривые для глубин обработок 4; 8; 12 и 16 см обозначены цифрами 1, 2, 3 и 4 соответственно.

Видно, что температура отпуска после закалки указанных марок сталей играет важную роль в обеспечении требуемой прочностной надёжности, поскольку от её выбора зависят значения пределов прочности и ударной вязкости. Приведены пороговые величины температур T_0 (°С) отпуска сталей после закалки (таблица 2), назначение которых обеспечивает в случае действия сил резания 1 000 Н и 1 600 Н вероятность неразрушения порядка 99,0% (коэффициент запаса прочности n составляет 1,5) лезвийной части дисков с диаметрами 460, 520 и 620 мм для обработки почв на минимальных глубинах a (см).

Данные (см. таблицу 2) показывают, что если сила резания достигает 1 600 Н или большей величины, то в таком случае нельзя назначать глубину обработки, равную 16 см, поскольку при этом не обеспечивается прочностная надёжность. При силах резания $\leq 1\,100$ Н минимальные температуры отпуска после закалки дисков из сталей 40ХС и 30ХГСА можно назначать в интервале температур 100...150°С, причём она обеспечивается при глубинах обработки почв до 16 см. Обращаем внимание на то, что для стали 65Г с учётом ограничения на ударную вязкость ($KCU \geq 60$ Дж / см²) температура отпуска должна составлять не менее 550°С, однако при такой её величине прочностная надёжность дисков при усилиях резания 1 000 Н не обеспечивается (см. рисунок 5, а, в, д).

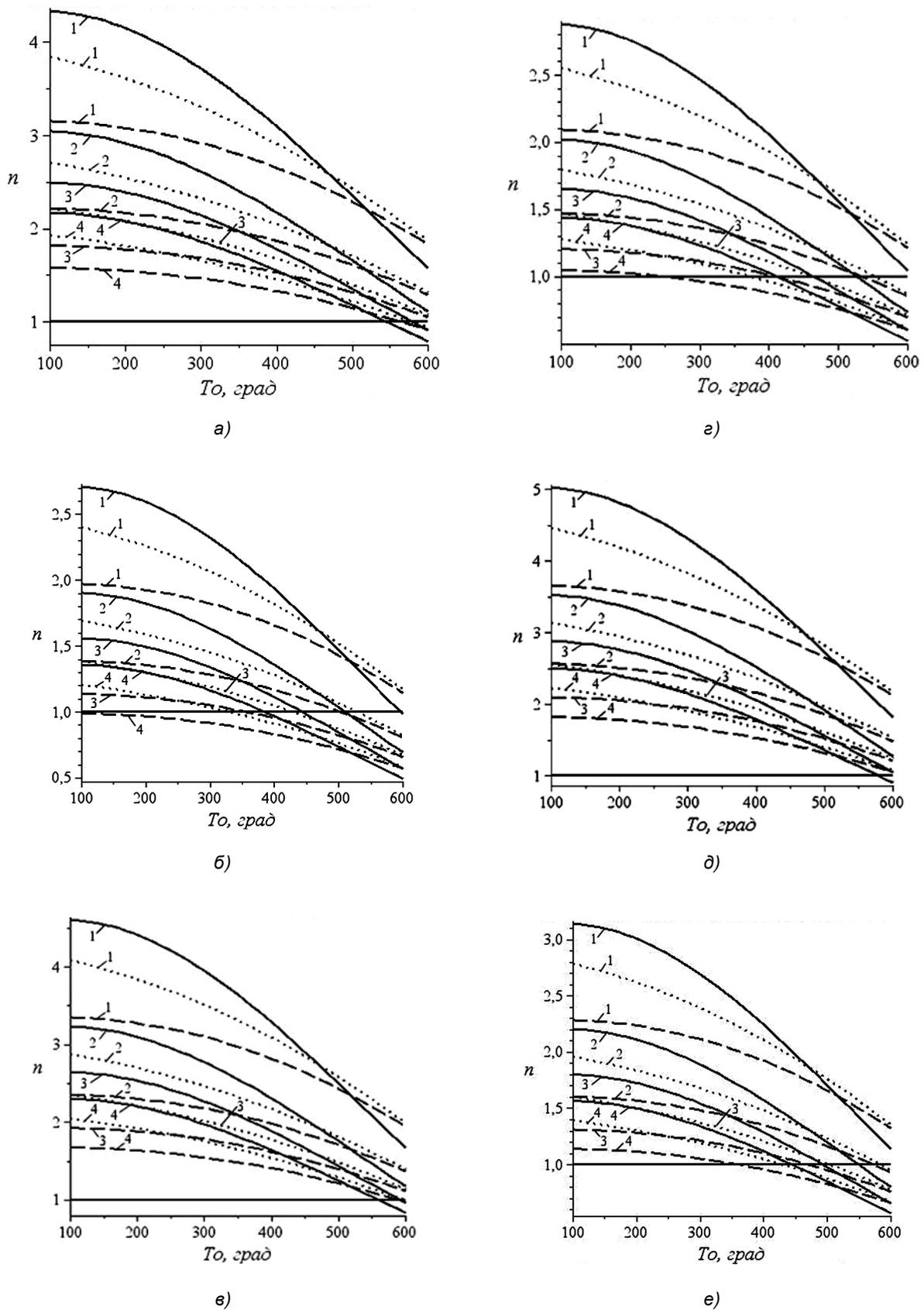


Рисунок 5. — Коэффициенты запаса прочности лезвийной части дисков с диаметрами 460 (а, б), 520 (в, г) и 620 мм (д, е) при силах резания 1 000 (а, в, д) и 1 600 Н (б, г, е)

Т а б л и ц а 2. — Пороговые температуры отпуска сталей после закалки

Сила резания	Сила резания R_r											
	1 000 Н						1 600 Н					
	Диаметр диска						Диаметр диска					
Марка стали	460 мм		520 мм		620 мм		460 мм		520 мм		620 мм	
	$T_o, ^\circ\text{C}$	$a, \text{см}$										
65Г	400	16	450	16	450	16	200	12	300	12	350	12
30ХГСА	200	16	400	16	450	16	500	4	200	8	350	8
40ХС	400	16	450	16	450	16	300	8	350	8	450	8

Заключение. С точки зрения обеспечения прочностной надёжности лезвийной части диска дискатора основные выводы состоят в следующем: 1) на лобовой поверхности лезвийной части диска действуют сжимающие напряжения, а на тыльной поверхности — неблагоприятные большие растягивающие напряжения; 2) угол наклона ψ стойки дискового органа к горизонту должен находиться в пределах $84...86^\circ$; 3) угол α атаки целесообразно принимать в пределах $10...22^\circ$, поскольку его увеличение до 30° приводит к значительному росту растягивающих напряжений в носковой области лезвия; 4) уменьшение угла 2β заточки лезвия приводит к росту растягивающих напряжений; 5) увеличение диаметра дисков способствует снижению уровня растягивающих напряжений в его лезвийной части; 6) с увеличением глубины обработки почвы происходит неуклонное снижение прочностной надёжности лезвийной части дисков; 7) для повышения прочностной надёжности лезвийной части дисков следует назначать упрочнение стали закалкой с последующим отпуском при температурах, обеспечивающих получение высоких значений предела прочности и ударной вязкости.

Созданная Maple-программа позволяет при проектировании и конструировании дисковых рабочих органов дискаторов производить расчёты и эффективное моделирование напряжённого состояния лезвийной части дисков в широких пределах конструктивных параметров, механических характеристик материалов и технологических режимов обработки почв с различными природными свойствами.

Список цитируемых источников

1. Износ и коррозия сельскохозяйственных машин / М. М. Севернев [и др.]; под ред. М. М. Севернева. Минск : Беларус. навука, 2011. 333 с.
2. Машиностроение. Энцикл. : в 40 т. Сельскохозяйственные машины и оборудование / И. П. Ксеневич [и др.]; под ред. И. П. Ксеневича. М. : Машиностроение, 2002. Т. 1V—16. 720 с.
3. Soucek R., Pippig G. Maschinen und Gerate fur Bodenbearbeitung, Dungung und Aussaat. Berlin : Verl. Technik, 1990. 432 p.
4. Машиностроение. Энцикл. : в 40 т. Т. 1V—16. 720 с.; Soucek R., Pippig G. Maschinen und Gerate fur Bodenbearbeitung, Dungung und Aussaat. 432 p.
5. Soucek R., Pippig G. Maschinen und Gerate fur Bodenbearbeitung, Dungung und Aussaat. 432 p.
6. Сидоров С. А. Повышение долговечности и работоспособности рабочих органов почвообрабатывающих машин и орудий, применяемых в сельском и лесном хозяйствах : дис. ... д-ра техн. наук : 05.20.01, 05.21.01. М., 2007. 441 л.
7. Кобяков И. Д. Механико-технологические основы работы шестиугольных дисковых рабочих органов почвообрабатывающих машин : автореф. ... д-ра техн. наук : 05.20.01. Новосибирск, 2012. 39 с.
8. Износ и коррозия сельскохозяйственных машин. 333 с.
9. Сахарный Н. Ф. Курс теоретической механики. М. : Высш. шк., 1964. 844 с.
10. Теребушко О. И. Основы теории упругости и пластичности. М. : Наука, 1984. 320 с.
11. Там же.
12. Ерохин М. Н., Новиков В. С., Сабуркин Д. А. Выбор марки стали для лемеха // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2008. № 1. С. 5—8.
13. Soucek R., Pippig G. Maschinen und Gerate fur Bodenbearbeitung, Dungung und Aussaat. 432 p.

The maple-created program allows the design and construction to make calculations and modeling for the stress state effective blade part discs in a wide range of structural parameters and mechanical properties of materials and technological processing modes with different natural soil properties.

Key words: disc harrow, spherical disc, edge, state stress, normal and shear stresses, margin of strength, strength reliability.