

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ РАБОЧЕГО ОРГАНА  
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ МАШИНЫ****С. В. Ларкин, В. В. Белов, Е. Л. Белов***Чувашский государственный аграрный университет  
428003, Чебоксары, Российская Федерация*

**Аннотация.** В статье содержатся рекомендации по оптимизации конструкции подвески рабочего органа сельскохозяйственной машины, доказывающая необходимость применения при расчетах дифференциальных уравнений. Их использование позволяет конкретизировать задачи исследования, точнее описать особенности механизмов и машин, определить наиболее оптимальные параметры устройств и агрегатов. Действительно, нахождение операторов динамических систем путем рассмотрения фактических параметров органов сельскохозяйственных машин возможно при применении дифференциальных уравнений перемещения системы. Особое внимание авторы обращают на критерии оптимизации механизма подвески рабочего органа, предлагают оценивать результаты исследований при соблюдении следующего условия: наличия минимальной разницы потенциальной энергии срезающего аппарата и сил, возникающих в механизме уравнивания. При этом, как указывают авторы, данное условие можно считать необходимым, но недостаточным. Вследствие этого надо принять во внимание еще одно условие. Суть второго условия заключается в том, что достигнутая разница должна быть не только минимальной, но и всегда положительной, не допускающей отрыва копирующих лыж от кромки гребня. Разумеется, если стремиться получить минимальную разницу сил, то для механизма, гарантирующего оптимальные условия функционирования, должна быть минимальной и дисперсия данной величины в процессе колебания работающего органа относительно рамы машины. Исследование математических моделей движения рабочего органа сельскохозяйственной машины на современных персональных компьютерах позволяет выявить оптимальные параметры механизма уравнивания, удовлетворяющие требованиям, и предварительные данные о качестве работы, а также значительно уменьшить время, затрачиваемое на исследование.

**Ключевые слова:** рабочий орган, капустоуборочная машина, копирование, сельскохозяйственная машина, дифференциальное уравнение, передаточная функция.

**Введение.** При продолжающемся санкционном давлении Запада на Россию возрастает значимость сельскохозяйственного кластера производства: он становится одним из основных направлений развития современного общества [1], [2]. Пристальное внимание Правительство РФ уделяет сельскому хозяйству, что подтверждается принятием программы импортозамещения сельскохозяйственной продукции.

Очевидно, что исследования, направленные на совершенствование сельскохозяйственных машин (далее СХМ), являются весьма актуальными. Изменение конструкции различных узлов агрегатов и машин проводится как в статике, так и в динамике [3], [4].

Благодаря бурному развитию прикладного программирования, в последнее время ученые активно применяют компьютерное моделирование и исследуют различные математические модели для того, чтобы изучить потенциальные возможности сельскохозяйственных машин и снизить затраты на их изучение.

Компьютерное моделирование очень широко используется при исследовании не только СХМ, но и технологий и технологических процессов хранения сельхозпродукции, автоматизации машин [2], [5], [6], [7].

На данный момент существует много научных работ, в которых исследуются особенности рабочих органов СХМ и механизмов их подвесок.

Очевидно, что возмущающие факторы в реальных полевых условиях имеют вероятностный характер. Для решения этой задачи используем математическую модель работы механизма уравнивания рабочего органа СХМ – срезающего аппарата капустоуборочной машины. В данном случае для математического описания моделей делают возможную идеализацию. Гипотезы о равновесных состояниях системы описывают характер возможных перемещений агрегата и позволяют получить физическую модель агрегата как динамической системы [3], [5], [7].

**Материалы и методы исследований.** Объект исследования – движение рабочего органа – срезающего аппарата – в процессе копирования рельефа поля относительно рамы капустоуборочной машины [1].

Учитывая реальные условия работы, рассмотрим динамическую модель машины. При движении капустоуборочной машины наблюдаются различной степени разнонаправленные колебания. Учитывая, что на проведение среза на корню оказывает влияние положение срезающего аппарата касательно кромки гребня и его колебания в продольно-вертикальной плоскости, представим колебания, вызывающие изменение данных параметров.

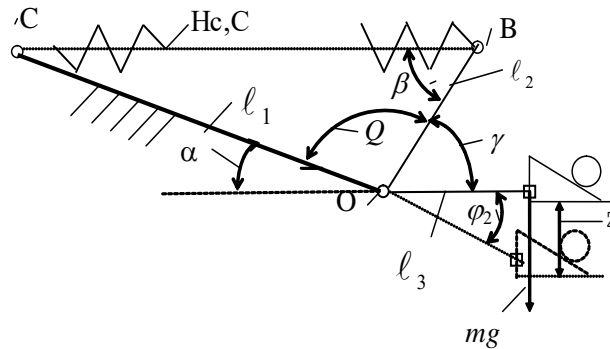


Рис. 1. Схема механизма уравнивания срезающего аппарата [1]

На рисунках 1 и 2 основными входными возмущениями, влияющими на положение срезающего аппарата относительно рамы машины  $Z(t)$ , являются следующие параметры:  $h_r(t)$  – колебания высоты гребня;  $\gamma_k(t)$  – угловые колебания в поперечно-вертикальной плоскости;  $\alpha_M(t)$  – угловые колебания в продольно-вертикальной плоскости.

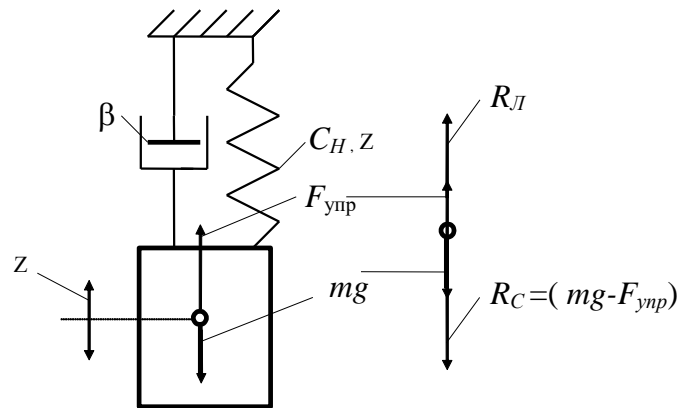


Рис. 2. Схема динамической модели рабочего орагана капустоуборочной машины

Основное влияние на выходной процесс  $Z$ -нагрузки, оказываемой копирующими лыжами на почву в функции времени ( $t$ ), оказывают изменение высоты гребней  $h_r(t)$  и скорость ее изменения. При условии, что процесс изменения  $\alpha_M(t)$  незначителен по углу колебания, а изменение высоты расположения срезающего механизма учитывается параметром  $Z(t)$ , можно принять более упрощенную расчетную схему. Аналогичный подход был использован в работе В. М. Халанского, И. В. Горбачева [7].

Процесс изменения  $\gamma_k(t)$  косвенно характеризует изменение  $Z(t)$ . Поэтому при использовании автономной навески срезающего аппарата происходит учет изменения высоты срезающих аппаратов от параметра  $\gamma_k(t)$ . С другой стороны, примем допущение, что угловые колебания в поперечно-вертикальной плоскости незначительны и ими можно пренебречь (это подтверждается ранее проведенными экспериментальными исследованиями [1], [3]).

Учитывая поставленные задачи и проведенный теоретический анализ имеющегося материала, представим движение срезающего аппарата только в продольно-вертикальной плоскости. Механизмы навески и уравнивания срезающего аппарата в продольно-вертикальной плоскости рассмотрим как плоский механизм.

Механизмы навески и уравнивания срезающего аппарата имеют связи, удерживающие в том числе голономные, и остаются под силами, обладающими определенным потенциалом. Поэтому данную систему можно назвать консервативной [6]. Отметим, что при рассмотрении небольших колебаний механических систем важно знать критерии устойчивости равновесия этих систем. Согласно теореме Лагранжа-Дирихле, равновесие механической системы, находящейся под действием консервативных сил, является устойчивым, если в этом положении ее потенциальная энергия минимальна.

Для нашей системы данное условие выполняется при минимальной разнице потенциальной энергии срезающего аппарата и сил, возникающих в механизме уравнивания. Данное условие можно считать необходимым, но недостаточным. Вследствие этого надо принять во внимание еще одно условие. Суть второго условия заключается в том, что достигнутая разница должна быть не только минимальной, но и всегда положительной, не допускающей отрыва копирующих лыж от кромки гребня. При стремлении получить минимальную разницу сил для механизма, гарантирующего оптимальные условия функционирования (рис. 1,

2), должна быть минимальной и дисперсия данной величины в процессе колебания  $Z(\tau)$ .

**Результаты исследований и их обсуждение.** При получении дифференциальных уравнений были приняты следующие допущения:

– капустоуборочная машина перемещается с постоянной скоростью, прямолинейно (причем мы пренебрегаем приращениями обобщенных координат второй и более высоких порядков, то есть рассматриваем малые колебания);

– вес срезающего аппарата постоянный, сопротивление воздуха не учитываем;

– изменения внешних сил и моментов прямо пропорциональны обобщенным координатам и их первым производным (в первом приближении), т.к. в исследуемом процессе отклонения переменных они все время остаются в пределах достаточно малых величин (такое допущение вытекает непосредственно из самой идеи регулирования);

– игнорируем массу механизма навески и трение в шарнирах (капустоуборочная машина принимается как неподвижная система координат, относительно которой перемещается в вертикальной плоскости  $Z(\tau)$  срезающий аппарат, равный по величине неровностям рельефа);

– допускаем, что колеса капустоуборочной машины являются жесткими;

– допускаем, что демпфирующие свойства почвы нулевые;

– изменение входных возмущений происходит по направлению движения в продольно-вертикальной плоскости;

– игнорируем угловые колебания в продольно-вертикальной и поперечно-вертикальной плоскостях вследствие их небольшой величины.

Вышеперечисленные допущения позволяют создать идеальную схему капустоуборочной машины. На основе разработанной математической модели можно проводить теоретические и экспериментальные исследования, анализировать закономерности движения системы и определять оптимальные значения основных параметров, влияющих на движение срезающих аппаратов при выполнении ими технологических процессов.

Рассматриваемая механическая система (рис. 2) представляет собой систему, имеющую вынужденные колебания. При вынужденных колебаниях с вязким сопротивлением, в отличие от свободных колебаний системы, учитывается реакция копирующей лыжи. Дифференциальное уравнение для данной системы, основанное на втором законе Ньютона, имеет следующий вид [8]:

$$m\ddot{z} = -mg + (m'g + c_n z) - \beta\dot{z} + R_{\text{Л}}, \quad (1)$$

где  $m$  – масса срезающего аппарата, кг;  $z$  – ускорение срезающего аппарата, определяемое второй производной перемещения по времени,  $\text{м/с}^2$ ;  $g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ ;  $m'$  – масса аппарата, разгруженного механизмом подвески, кг;  $c_n$  – приведенная жесткость подвески,  $\text{Н/м}$ ;  $\beta$  – коэффициент демпфирования (успокоения),  $\text{Нс/м}$ ;  $\dot{z}$  – скорость движения срезающего аппарата, которая определяется первой производной перемещения  $z$  по времени,  $\text{м/с}$ ;  $R_{\text{Л}}$  – нагрузка на копирующие лыжи,  $\text{Н}$ .

Преобразуем уравнение (1) в следующий вид:

$$m\ddot{z} + \beta\dot{z} + mg - (m'g + c_n z) = R_{\text{Л}}. \quad (2)$$

Рассмотрим составляющие уравнения (2), которые зависят только от статики. К таким составляющим относятся третий и четвертый члены уравнения (2). Составляющая в скобках есть не что иное, как суммарная сила разгрузки веса аппарата за счет силы разгрузочной пружины, передаваемой через двуплечий рычаг механизма уравнивания в любом положении механизма навески, причем она направлена вертикально:

$$F_{\text{ПР}} = m'g + c_{\text{П}} z. \quad (3)$$

Величина  $m'g$  в выражении (3) определяет статическую силу пружины от статической деформации, а составляющая  $c_{\text{П}} z$  – изменение силы пружины от статического при отклонении двуплечего рычага на угол  $\varphi_2$  (или  $Z$ ).

А сумма третьего и четвертого члена уравнения с учетом выражения (2) представляет собой статическую нагрузку на копирующие лыжи:

$$m'q - F_{\text{ПР}} = \Theta_{\text{Л}}, \quad (4)$$

или неразгруженную массу срезающего аппарата.

Для определения усилия разгрузочной пружины  $F_{\text{ПР}}$  рассмотрим механизм уравнивания с учетом конструктивных параметров машины.

Как известно, сила пружины равна:

$$F_{\text{ПР}} = C(H - H_C), \quad (5)$$

где  $C$  – жесткость пружины,  $\text{Н/м}$ ;  $H$  – длина пружины под нагрузкой,  $\text{м}$ ;  $H_C$  – длина пружины в свободном состоянии с учетом свободной длины регулировочного болта,  $\text{м}$ .

Определим  $H$  из треугольника  $OBC$  (см. рис. 1):

$$H = \sqrt{l_{OB}^2 + l_{OC}^2 - 2l_{OB}l_{OC}\cos\Theta}, \quad (6)$$

где  $l_{OB}$  – длина плеча  $OB$  двуплечного рычага, соединенного с пружиной,  $\text{м}$ ;  $l_{OC}$  – длина отрезка  $OC$  рамы машины, соединяющего шарнир двуплечего рычага и точку крепления пружины к раме машины,  $\text{м}$ ;  $\Theta$  – угол

между отрезком ОС и плечом ОВ, град.

Угол  $\theta$  выразим через параметры, характеризующие конструктивные особенности механизма уравновешивания в следующем виде:

$$\theta = \pi - \alpha - \Psi + \arcsin^z/l_2, \quad (7)$$

где  $\alpha$  – угол, учитывавший отклонение точки соединения пружины с рамой от горизонтальной линии или линии, перпендикулярной направлению основной силы, проведенной через ось двухплечного рычага, град.;  $\Psi$  – угол между осями плеч двухплечного рычага, град.

Последний член в выражении (7) учитывает отклонение рычага по углу, равно

$$\varphi_2 = \arcsin^z/l_2. \quad (8)$$

С учетом вышеизложенного мы можем сделать вывод, что момент сил относительно оси двухплечного рычага от сил разгружающей пружины равен

$$M_F = F_{\text{ПР}} \cdot l_{\text{ОВ}} \cdot \sin \gamma, \quad (9)$$

где  $\gamma$  – угол между осью пружины и плечом ОВ, град.

Угол  $\gamma$  определим из треугольника ОВС:

$$\gamma = \arccos \frac{(H^2 + l_{\text{ОС}}^2 - l_2^2)}{2Hl_{\text{ОС}}} \quad (10)$$

С учетом зависимостей (7) и (8) после некоторых преобразований зависимость (10) будет иметь следующий вид:

$$\gamma = \arccos \frac{l_{\text{ОВ}}^2 - l_{\text{ОС}}^2 \cos \theta}{\sqrt{l_{\text{ОВ}}^2 + l_{\text{ОС}}^2 - 2l_{\text{ОВ}}^2 l_{\text{ОС}} \cos \theta}} \quad (11)$$

Подставив выражения (5) и (10) в выражение (9), получим:

$$M_F = \left( \sqrt{l_{\text{ОВ}}^2 + l_{\text{ОС}}^2 - 2l_{\text{ОВ}}^2 l_{\text{ОС}} \cos \theta} - H_C \right) \times \sin \left( \arccos \frac{l_{\text{ОВ}}^2 - l_{\text{ОС}}^2 \cos \theta}{\sqrt{l_{\text{ОВ}}^2 + l_{\text{ОС}}^2 - 2l_{\text{ОВ}}^2 l_{\text{ОС}} \cos \theta}} \right). \quad (12)$$

$M_F$ , определяемое выражением (12), разгружает вес срезающего аппарата, навешенного на плечо радиусом ОА.

Сила  $F_{\text{ПР}}$  при плече  $l_2$  направлена вертикально. Ее можно определить как  $M_F = F'_{\text{ПР}} \cdot l_2$ .

Подставив выражение (10) в выражение (12) с учетом выражений (5), (6), (7) и (8), после преобразований мы сможем определить силу  $F'_{\text{ПР}}$ , которая равна

$$F'_{\text{ПР}} = \left( \sqrt{l_{\text{ОВ}}^2 + l_{\text{ОС}}^2 - 2l_{\text{ОВ}}^2 l_{\text{ОС}} \cos(\pi - \alpha - \Psi - \arcsin^z/l_2)} - H_C \right) \times (l_{\text{ОВ}}^C / l_2 \cos(\arcsin^z/l_2)) \times \sin \left( \arccos \frac{l_{\text{ОВ}}^2 - l_{\text{ОС}}^2 \cos(\pi - \alpha - \Psi - \arcsin^z/l_2)}{\sqrt{l_{\text{ОВ}}^2 + l_{\text{ОС}}^2 - 2l_{\text{ОВ}}^2 l_{\text{ОС}} \cos(\pi - \alpha - \Psi - \arcsin^z/l_2)}} \right). \quad (13)$$

Уравнение (1) с учетом выражения (13) будет иметь следующий вид:

$$mz + \beta z + mq - \left( \sqrt{l_{\text{ОВ}}^2 + l_{\text{ОС}}^2 - 2l_{\text{ОВ}}^2 l_{\text{ОС}} \cos(\pi - \alpha - \Psi - \arcsin^z/l_2)} - H_C \right) \frac{l_{\text{ОВ}}^C}{l_2 \cos(\arcsin^z/l_2)} \times \sin \left( \arccos \frac{l_{\text{ОВ}}^2 - l_{\text{ОС}}^2 \cos(\pi - \alpha - \Psi - \arcsin^z/l_2)}{\sqrt{l_{\text{ОВ}}^2 + l_{\text{ОС}}^2 - 2l_{\text{ОВ}}^2 l_{\text{ОС}} \cos(\pi - \alpha - \Psi - \arcsin^z/l_2)}} \right). \quad (14)$$

Последнее выражение (14) представляет собой дифференциальное уравнение движения срезающего аппарата, связывающее все параметры механизма уравновешивания и учитывающее взаимосвязь входных возмущений с выходными параметрами. Теоретические и экспериментальные исследования математической модели уравнения позволяют оценить влияние каждого параметра (усилие и нагрузку копирующих устройств) на почву.

Далее рассмотрим переменные  $Z$  и  $\dot{Z}$ , которые определяются исходя из результатов полевых экспериментов согласно теории дифференцирования. Первая производная  $\dot{Z}$  случайного процесса  $Z(\tau)$  по времени  $\tau$  есть отношение приращения функции  $\Delta z$  к приращению аргумента,  $\Delta \tau$ , когда последнее стремится к нулю и записывается в следующем виде:

$$\dot{Z} = \Delta z / \Delta \tau, \quad (15)$$

где  $\Delta \tau$  – шаг квантования случайного процесса, с.

В развернутом виде формула (15) представляет выражение

$$\dot{Z} = (\Delta z_{i+1} - z_i) / \Delta \tau. \quad (16)$$

При обосновании оптимальных параметров примем во внимание следующие особенности. Назначение механизма навески и уравновешивания срезающих аппаратов состоит в поддержании стабильного положения рабочего органа относительно поверхности гребней, обеспечивающего надежное копирование рельефа. Как

известно, надежность и качество копирования обеспечиваются с учетом условия минимальной реакции на копирующие лыжи и неразрывности их с поверхностью гребня.

Поэтому для удовлетворения всех требований, предъявляемых к механизму уравнивания, необходимо определить оптимальные технологические и конструктивные параметры узлов и механизмов.

В качестве критерия оценки различных вариантов механизмов уравнивания рекомендуем применять величину дисперсии изменения нагрузки при динамическом моделировании.

**Выводы.** Для качественного копирования рельефа поля срезающим аппаратом необходимо обеспечить надежное копирование верхней поверхности гребня при условии, что копирующие элементы не будут отрываться от поверхности почвы при условии, что нагрузка на сами копирующие элементы будет минимальной. При математическом моделировании движения рабочего органа рекомендуется учитывать параметры и рабочие характеристики механизма уравнивания.

Оптимальные параметры механизма уравнивания следует определять с учетом минимальной дисперсии нагрузки на копирующие лыжи при обеспечении неразрывности копирующих устройств (лыж) от поверхности гребня.

### Литература

1. Белов, В. В. Параметры системы копирования рельефа поля, повышающие эффективность капустоуборочной машины: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / В. В. Белов. – Ленинград–Пушкин, 1989. – 16 с.
2. Белов, В. В. Теоретические основы синтеза и конструирования пружинных механизмов в машиностроении: монография / В. В. Белов. – Чебоксары: [б. и.], 2018. – 374 с.
3. Высоцкий, А. А. Динамометрирование сельскохозяйственных машин / А. А. Высоцкий. – Москва: Машиностроение, 1968. – 247 с.
4. Лурье, А. Б. Автоматизация сельскохозяйственных агрегатов / А. Б. Лурье. – Ленинград: Колос, 1967. – 264 с.
5. Некоторые аспекты использования озона и особенности применения озонаторов, повышающие сохранность убранных урожаев в овощехранилищах. Теоретические и экспериментальные исследования: монография / В. В. Белов [и др.]. – Волгоград: Сфера, 2022. – 84 с.
6. Тимошенко, С. П. Колебания в инженерном деле / С. П. Тимошенко. – Москва: Государственное издательство физико-математической литературы, 1959. – 439 с.
7. Халанский, В. М. Сельскохозяйственные машины / В. М. Халанский, И. В. Горбачев. – Москва: Колос, 2004. – 540 с.
8. Россия в цифрах. 2020. – Москва: Росстат, 2020. – 550 с.

### Сведения об авторах

1. **Ларкин Сергей Владимирович**, кандидат технических наук, доцент кафедры механизации, электрификации и автоматизации сельскохозяйственного производства, Чувашский государственный аграрный университет, 428003, Чувашская Республика, г. Чебоксары, ул. К. Маркса, 29; e-mail: sv\_larkin@mail.ru;

2. **Белов Валерий Васильевич**, доктор технических наук, профессор кафедры механизации, электрификации и автоматизации сельскохозяйственного производства, Чувашский государственный аграрный университет, 428003, г. Чебоксары, ул. К. Маркса, 29; e-mail: belovdtn@gmail.com;

3. **Белов Евгений Леонидович**, кандидат технических наук, доцент кафедры механизации, электрификации и автоматизации сельскохозяйственного производства, Чувашский государственный аграрный университет, 428003, г. Чебоксары, ул. К. Маркса, 29; e-mail: belovevg2008@yandex.ru.

### MATHEMATICAL MODELING OF THE MOVEMENT OF THE WORKING BODY OF AGRICULTURAL MACHINE

**S. V. Larkin, V. V. Belov, E. L. Belov**  
Chuvash State Agrarian University  
428003, Cheboksary, Russian Federation

**Brief abstract.** The article contains recommendations for optimizing the design of the suspension of the working body of an agricultural machine, the necessity of using differential equations in the calculations is proved. Their use makes it possible to concretize the objectives of the study, more accurately describe the features of mechanisms and machines, determine the most optimal parameters of devices and assemblies. Indeed, finding the operators of dynamic systems by considering the actual parameters of the organs of agricultural machines is possible when applying differential equations for the movement of the system. The authors pay special attention to the criteria for optimizing the suspension mechanism of the working body, suggest evaluating the results of research under the following condition: the presence of a minimum difference in the potential energy of the cutting device and the forces arising in the

*balancing mechanism. At the same time, as the authors point out, this condition can be considered necessary, but not sufficient. As a result, one more condition must be taken into account. The essence of the second condition is that the achieved difference should not only be minimal, but always positive, not allowing the copying skis to come off the edge of the ridge. Of course, if we strive to obtain a minimum difference in forces, then for a mechanism that guarantees optimal operating conditions, the dispersion of a given value should also be minimal in the process of oscillation of the working body relative to the frame of the machine. The study of mathematical models of the movement of the working body of an agricultural machine on modern personal computers makes it possible to identify the optimal parameters of the balancing mechanism that meet the requirements, and preliminary data on the quality of work, as well as significantly reduce the time spent on research.*

**Key words:** working body, cabbage harvesting machine, copying, agricultural machine, differential equation, transfer function.

#### References

1. Belov, V. V. Parametry sistemy kopirovaniya rel'efa polya, povyshayushchie effektivnost' kapustoborochnoj mashiny: avtoreferat dissertacii na soiskanie uchenoj stepeni kandidata tekhnicheskikh nauk / V. V. Belov. – Leningrad–Pushkin, 1989. – 16 с.
2. Belov, V. V. Teoreticheskie osnovy sinteza i konstruirovaniya pruzhinnyh mekhanizmov v mashinostroenii: monografiya / V. V. Belov. – CHEboksary: [b. i.], 2018. – 374 s.
3. Vysockij, A. A. Dinamometrirovaniye sel'skohozyajstvennyh mashin / A. A. Vysockij. – Moskva: Mashinostroenie, 1968. – 247 s.
4. Lur'e, A. B. Avtomatizaciya sel'skohozyajstvennyh agregatov / A. B. Lur'e. – Leningrad: Kolos, 1967. – 264 s.
5. Nekotorye aspekty ispol'zovaniya ozona i osobennosti primeneniya ozonatorov, povyshayushchie sohrannost' ubrannogo uroznya v ovoshchekhranilishchah. Teoreticheskie i eksperimental'nye issledovaniya: monografiya / V. V. Belov [i dr.]. – Volgograd: Sfera, 2022. – 84 s.
6. Timoshenko, S. P. Kolebaniya v inzhernom dele / S. P. Timoshenko. – Moskva: Gosudarstvennoe izdatel'stvo fiziko-matematicheskoy literatury, 1959. – 439 s.
7. Halanskij, V. M. Sel'skohozyajstvennye mashiny / V. M. Halanskij, I. V. Gorbachev. – Moskva: Kolos, 2004. – 540 s.
8. Rossiya v cifrah. 2020. – Moskva: Rosstat, 2020. – 550 s.

#### Information about authors

1. **Larkin Sergey Vladimirovich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Mechanization, Electrification and Automation of Agricultural Production, Chuvash State Agrarian University, 428003, Chuvash Republic, Cheboksary, st. K. Marx, 29; e-mail: sv\_larkin@mail.ru;

2. **Belov Valery Vasilievich**, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Mechanization, Electrification and Automation of Agricultural Production, Chuvash State Agrarian University, 428003, Cheboksary, st. K. Marx, 29; e-mail: belovdtn@gmail.com;

3. **Belov Evgeniy Leonidovich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Mechanization, Electrification and Automation of Agricultural Production, Chuvash State Agrarian University, 428003, Cheboksary, st. K. Marx, 29; e-mail: belovevg2008@yandex.ru.

УДК 51-7

DOI:

### АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ СОЛНЕЧНОЙ РАДИАЦИИ НА РОСТ РАСТЕНИЙ

**И. В. Лукина, И. И. Максимов, Е. А. Деревянных, О. Г. Васильева**

*Чувашский государственный аграрный университет  
428003, Чебоксары, Российская Федерация*

**Аннотация.** Развитие и расширение сельскохозяйственного производства, повышение урожайности сельскохозяйственных культур невозможно без учета климатических ресурсов, прежде всего, солнечного тепла. Особые требования предъявляются к преобразованию солнечной радиации в атмосфере и на земной поверхности. Солнечная радиация является важнейшим условием жизни растений. Это энергия, которую растения используют в процессе фотосинтеза для роста и развития. Изучение и практическое использование математических моделей солнечной радиации позволяют оценить ее с точки зрения условий окружающей среды, а это, в свою очередь, при грамотном управлении и использовании полученных данных может оказать непосредственное влияние на повышение урожайности. В данной статье анализируется коэффициент светообеспеченности, определяющий надежность функционирования системы растение-почва-воздух. Данная величина определяется для различных экспозиций склона. В статье также анализируются особенности