

Таким образом, гидропоника позволяет значительно увеличить урожайность культурных растений, поскольку они получают все необходимые питательные вещества в оптимальных дозах и в идеальных условиях. В ближайшем будущем этот вид выращивания станет одним из востребованных в земледелии, так как постоянно возрастает потребность в продукции растениеводства, особенно при ограниченных природных ресурсах или в условиях городских ферм.

Список использованной литературы

1. Тексье, У. Гидропоника для всех. Все о садоводстве на дому / У. Тексье. – М.: HydroScope, 2013. – 296 с.
2. Капельные системы полива в гидропонике и их особенности [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <https://rastok.net/?p=preimushchestva-sistem-kapelnogopoliva>. – Дата доступа : 21.03.2025.
3. Выращивание томатов в Беларуси, посадка и уход [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <https://ogorodnik.by/vyrashhivanie-tomatov-v-belarusi-posadka-i-uhod/>. – Дата доступа : 06.04.2025.

Summary. Hydroponics can significantly increase the yield of cultivated plants, as they receive all the necessary nutrients in optimal doses and under ideal conditions. In the near future, this type of cultivation will become one of the most in demand in agriculture, as the need for crop production is constantly increasing, especially with limited natural resources or in urban farms.

УДК 539.3/.6(07)

Мисуню О.И., кандидат технических наук, доцент;

Голубинский А.А., студент

Учреждение образования «Белорусский государственный аграрный технический университет», г. Минск, Республика Беларусь

ВЛИЯНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СИЛ НА ПРОЧНОСТЬ ОБОДА ШКИВА РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Аннотация. В статье рассматривается сущность расчета на прочность обода шкива ременной передачи при действии центробежных сил.

Abstract. The article discusses the essence of calculating the strength of a belt drive pulley rim under the action of centrifugal forces.

Ключевые слова. Ременная передача, шкив, обод, радиус, радиальные нормальные напряжения, окружные нормальные напряжения, прочность.

Keywords. Belt drive, pulley, rim, radius, radial normal stresses, circumferential normal stresses, strength.

Быстро вращающиеся шкивы ременных передач являются важнейшими деталями приводов различных механизмов тракторов, автомобилей, сельскохозяйственных машин, металлообрабатывающих станков, турбин, вентиляторов и т.д. Прочность шкивов зависит от

назначения, рабочих параметров и характеристик машин, условий их работы и срока службы. При больших частотах вращения в материале обода шкива могут появиться пластические деформации или произойти разрушение, что может быть причиной серьезных аварий машины. Основными нагрузками на обод шкива являются центробежные силы, которые растягивают его.

Шкив вращается с постоянной угловой скоростью ω (рисунок 1). Силы, действующие на диск принимаются симметричными относительно оси и равномерно распределенными по ширине обода шкива.

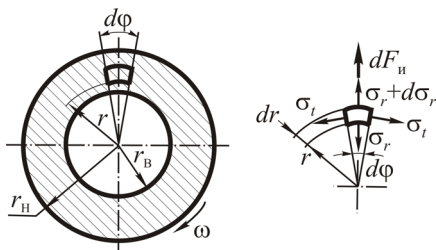


Рисунок – Расчетная схема обода шкива

Расчет строится на следующих гипотезах:

- материал обода шкива испытывает плоское напряженное состояние, т.е. нормальные напряжения в плоскостях, перпендикулярных оси равны нулю;
- радиальные и окружные нормальные напряжения зависят только от текущего радиуса r .

Из шкива выделим двумя радиальными плоскостями и двумя цилиндрическими поверхностями элемент обода и рассмотрим его равновесие (рисунок). На элемент действуют силы, обусловленные нормальными радиальными и окружными напряжениями, а также будет действовать сила инерции dF_n , которая, как известно, равна произведению массы элемента на нормальное ускорение.

$$dF_n = \frac{\gamma}{g} r h d\varphi \omega^2 r dr, \quad (1)$$

где γ – удельный вес материала;

g – ускорение свободного падения;

r – текущий радиус, расстояние от рассматриваемой точки до оси вращения шкива;

h – ширина обода шкива.

Сила dF_n направлена по радиусу от оси вращения.

Для составления уравнения равновесия выделенного элемента спроецируем все силы на радиус, совпадающий с биссектрисой угла $d\varphi$:

$$\begin{aligned}
& (\sigma_r + d\sigma_r)(r + dr)h d\varphi - \sigma_r r h d\varphi - 2\sigma_t h dr \sin\left(\frac{d\varphi}{2}\right) + \\
& + \frac{\gamma}{g} r h d\varphi \omega^2 r dr = 0,
\end{aligned} \tag{2}$$

где σ_r , σ_t – нормальные, соответственно, радиальные и окружные напряжения.

После преобразований уравнение (2) примет вид

$$\frac{d}{dr}(\sigma_r r) - \sigma_t = -\frac{\gamma}{g} \omega^2 r^2 = 0. \tag{3}$$

Относительные линейные деформации в радиальном и окружном направлениях через радиальное перемещение u и обобщенный закон Гука могут быть представлены как

$$\varepsilon_r = \frac{du}{dr} = \frac{1}{E}(\sigma_r - \mu\sigma_t), \tag{4}$$

$$\varepsilon_t = \frac{u}{r} = \frac{1}{E}(\sigma_t - \mu\sigma_r), \tag{5}$$

где E и μ – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала шкива – физические постоянные.

Из уравнений (4) и (5) выражаем нормальные радиальные и окружные напряжения

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{du}{dr} + \mu \frac{u}{r} \right). \tag{6}$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{u}{r} + \mu \frac{du}{dr} \right). \tag{7}$$

Подставляя (6) и (7) в уравнение равновесия получим дифференциальное уравнение для радиальных перемещений точек вращающегося обода шкива

$$\frac{d^2 u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} + \frac{1-\mu^2}{E} \frac{\gamma}{g} \omega^2 r^2 = 0. \tag{8}$$

Решение уравнения (8) представляется в виде

$$u = Cr + \frac{D}{r} - \frac{1-\mu^2}{8E} \cdot \frac{\gamma}{g} \omega^2 r^3, \tag{9}$$

где C и D – постоянные интегрирования.

Подставляя (9) в уравнения (6) и (7) получим формулы для радиальных и окружных напряжений

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\mu^2} \left(C(1+\mu) - D(1-\mu) \frac{1}{r^2} \right) - \frac{\gamma}{8g} \omega^2 (3+\mu) r^2, \tag{10}$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1-\mu^2} \left(C(1+\mu) + D(1-\mu) \frac{1}{r^2} \right) - \frac{\gamma}{8g} \omega^2 (1+3\mu) r^2. \quad (11)$$

Постоянные интегрирования находятся из решения системы двух уравнений, полученных в результате подстановки в выражение (10) начальных условий для σ_r на наружной и внутренней поверхностях обода шкива при: $r = r_n, \sigma_r = 0$; $r = r_b, \sigma_r = 0$.

$$C = \frac{\gamma \omega^2 (1-\mu)(3+\mu)(r_n^2 + r_b^2)}{8gE}. \quad (12)$$

$$D = \frac{\gamma \omega^2 (1+\mu)(3+\mu)r_n^2 r_b^2}{8gE}. \quad (13)$$

Формулы для определения радиальных и окружных напряжений получим, подставляя постоянные интегрирования в выражения (10) и (11)

$$\sigma_r = \left(r_n^2 + r_b^2 - \frac{r_n^2 r_b^2}{r^2} - r^2 \right) \cdot \frac{\gamma}{8g} \omega^2 (3+\mu); \quad (14)$$

$$\sigma_t = \left(r_n^2 + r_b^2 + \frac{r_n^2 r_b^2}{r^2} - \frac{1+3\mu}{3+\mu} r^2 \right) \cdot \frac{\gamma}{8g} \omega^2 (3+\mu). \quad (15)$$

Из выражения (15) видно, что σ_t принимают наибольшие значения на внутренней поверхности обода шкива, где σ_r равны нулю. Тогда прочность обода шкива в точках на внутренней его поверхности будет обеспечена при выполнении условия

$$\sigma_{\max} = \sigma_t = \left(2r_n^2 + r_b^2 \left(1 - \frac{1+3\mu}{3+\mu} \right) \right) \cdot \frac{\gamma}{8g} \omega^2 (3+\mu) \leq [\sigma], \quad (16)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение.

Также необходимо проверить прочность в точках сечения обода, в которых возникают наибольшие σ_r . Положение таких точек, определяемое радиусом r_m , установим, приравняв выражение первой производной к нулю $\frac{d\sigma_r}{dr} = 0$. В результате, получаем $r_m = \sqrt{r_n r_b}$.

Тогда напряжения в точках сечения обода, расположенных на расстоянии r_m от оси, будут равны

$$\sigma_{r\max} = (r_n^2 + r_b^2) \cdot \frac{\gamma}{8g} \omega^2 (3+\mu) = \sigma_1; \quad (17)$$

$$\sigma_t = \left(r_n^2 + r_b^2 - \frac{1+3\mu}{3+\mu} r_n r_b \right) \cdot \frac{\gamma}{8g} \omega^2 (3+\mu) = \sigma_2, \quad (18)$$

где σ_1, σ_2 – главные напряжения.

Рассматриваемые точки обода испытывают плоское напряженное состояние, так как главное напряжение $\sigma_3 = 0$. Для оценки прочности применяется энергетическая теория

$$\sigma_{\text{экв IV}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2} \leq [\sigma]. \quad (19)$$

Таким образом, прочность обода шкива ременной передачи при действии центробежных сил необходимо проверить в точках сечения, расположенных на внутренней поверхности по условию (16), и в точках сечения на расстоянии $r_m = \sqrt{r_n r_b}$ по условию (19).

Список использованной литературы

1. Подскребко, М. Д. Сопротивление материалов. Основы теории упругости, пластичности, ползучести и механики разрушения : учеб. пособие / М. Д. Подскребко. – Минск : Выш. шк., 2009. – 670 с.

Summary. The article considers the essence of calculating the strength of a belt drive pulley under the action of centrifugal forces, and conditions are obtained that ensure the strength of the pulley rim.

УДК 636.4.087.61

Керимов М.А., доктор технических наук, профессор;

Горецкий К.В., аспирант

*ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный аграрный университет»,
г. Санкт-Петербург, Российская Федерация*

АДАПТИВНАЯ СТРАТЕГИЯ УПРАВЛЕНИЯ БИОФИЗИЧЕСКИМИ СИСТЕМАМИ В МОЛОЧНОМ СКОТОВОДСТВЕ

Аннотация. Экспериментально изучены процессы приготовления и раздачи корма животным с помощью кормораздаточных машин. Разработана модель функционирования кормораздатчика как динамической системы. Качество функционирования таких технологических систем во многом зависит от управления их техническим состоянием.

Abstract. The processes of preparing and distributing animal feed using feeding machines have been experimentally studied. A model of the feed dispenser functioning as a dynamic system has been developed. The quality of functioning of such technological systems largely depends on the management of their technical condition.

Ключевые слова: кормораздаточная машина, функционирование, надёжность, управление.

Keywords: feeding machine, functioning, reliability, management.