

4 Сердюк, Л. И. Оптимизация нестационарных режимов виброуплотнения бетона / Л. И. Сердюк, А. Н. Черевко // Пути повышения эффективности строительства : тематич. сб. науч. тр. – Киев : ІСДО, 1993. – С. 173–182.

5 Сердюк, Л. И. Управляемая вибрационная установка для изготовления легкобетонных изделий / Л. И. Сердюк, Ю. О. Давыденко // Вибрации в технике и технологиях : тр. III междунар. науч.-техн. конф. – Евпатория, 1998. – С. 230–233.

L. I. SERDJUK

CONTROLLED SHAKE-OUT MACHINES, THEIR ADVANTAGES IN COMPARISON WITH ORDINARY ONES

Technological shake-out machines with controlled unbalance vibration exciters have been created. Start-Stop of such exciters is carried out in the balanced condition that excludes the transition through interim resonances, the power of driving engines decreases dramatically. Singularity of such machines is the ability to use of non-stationary vibromachining conditions that leads to machine productivity improvement.

Получено 26.05.2008

**ISBN 978-985-468-565-6. Механика. Научные исследования
и учебно-методические разработки. Вып. 3. Гомель, 2009**

УДК 621.01

Л. И. СЕРДЮК, С. С. ПЕСКОВОЙ

Полтавский национальный технический университет им. Ю. Кондратюка

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НАГРУЗКИ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ КАЧЕНИЮ В ПОДШИПНИКАХ ДЕБАЛАНСНОГО ВАЛА ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН

Предложен подход к определению сопротивления качению в подшипниках дебалансного вала вибрационной машины. Представлены некоторые результаты использования данного подхода.

Развитие машиностроительной отрасли обуславливает широкое использование в узлах машин подшипников качения. При конструировании новых и модернизации существующих машин и оборудования чрезвычайно важным вопросом является подбор подшипников качения с оптимальными параметрами. Для выбора подшипников используют различные методики расчета, но во всех случаях необходимо обеспечить определенный расчетный срок безребойной работы того или иного строительного оборудования. Для этого необходимо как можно точнее учесть все физические факторы, которые дейст-

вуют на подшипник, и процессы, которые протекают во время работы подшипника. В связи с этим часто возникает необходимость определять момент сил сопротивления качению в подшипниках. Этот вопрос особенно актуален для вибрационной техники, что связано с определением мощности, которая расходуется во время работы.

Коэффициент сопротивления качению подшипника в известной нам литературе, например [1], задается в широком диапазоне (больше чем на порядок) без приведения критериев, которыми необходимо руководствоваться для выбора того или иного значения данного коэффициента. В таблицах приводятся значения коэффициента сопротивления для частных, конкретных случаев применения и отдельных типов подшипников, но эти значения существенно разнятся и не отражают какой-то общей закономерности изменения исследуемого коэффициента.

По нашему мнению, коэффициент сопротивления качению подшипника не является константой даже для отдельно взятого подшипника, а зависит от многих факторов, которые изменяются при конкретных условиях работы подшипникового узла, и в некоторой степени характеризует всю систему.

Следовательно, при изменении характера вибрационных нагрузок изменяется и коэффициент сопротивления качению подшипника. Необходимо выяснить, от каких факторов зависит и как изменяется этот коэффициент. Это даст возможность точнее учитывать потери на сопротивление в подшипниках.

Табличные [1] значения коэффициента сопротивления качению разнятся более чем на порядок (от 0,001 до 0,02). Это весьма опрочетчивое положение, поскольку мощность, расходуемая на трение в подшипниках, определяется по зависимости

$$N = M_c \omega. \quad (1)$$

Известно, что величина вынуждающей силы (центробежной силы инерции) вращающихся дебалансов определяется зависимостью

$$\Phi = S\omega^2, \quad (2)$$

где S – статический момент масс дебалансов; ω – угловая скорость вращения дебалансного вала.

Момент сил сопротивления в подшипниках дебалансного вала определяется следующим образом:

$$M_c = f_{\text{тр}} \Phi \frac{d}{2}, \quad (3)$$

где $f_{\text{тр}}$ – приведенный коэффициент трения; d – диаметр отверстия в подшипнике.

Следовательно, при расчете двигателя привода конструктор должен выбирать коэффициент трения в указанном диапазоне, крайние значения которого отличаются один от другого на порядок. Расчетная мощность приводного двигателя также будет отличаться на порядок.

Авторы справочника [1] не знали и не могли знать, от чего зависит значение коэффициента $f_{тр}$, поскольку ими не использовалось устройство, позволяющее плавно изменять давление на вал, вращающийся в подшипниках, внутренними силами системы. Такое устройство появилось в середине 80-х годов прошлого века. Это были управляемые дебалансные вибровозбудители, созданные в Полтавском инженерно-строительном институте [2–4].

Чтобы установить закономерности изменения данного коэффициента, необходима такая механическая вибрационная система, которая позволит изменять параметры вибрации во время работы. Управляемая вибромашина может работать на нестационарных режимах. Величина общего статического момента масс дебалансов изменяется от нуля до максимального значения. При этом изменяется центробежная сила инерции и радиальная нагрузка на подшипники дебалансного вала, что приводит к изменению коэффициента сопротивления качения и мощности приводного двигателя на преодоление сил сопротивления.

Для исследования работы подшипников вала под нагрузкой с изменением нагрузки на подшипники необходимо передавать усилие на вал так, чтобы сила была внутренней для системы вал – подшипники. Поэтому любое устройство, которое реализует схему, приведенную на рисунке 1, не может быть использовано. Передача давления через центральный подшипник 3 на исследуемые подшипники 1 и 2 искажает истинную ситуацию тем, что нагрузка на подшипник в этом случае является внешней силой для системы вал – подшипники.

Если вместо подшипника 3 на валу закрепить дебаланс, то его центробежная сила инерции Φ будет внутренней и главное противоречие будет снято. Но во время пуска и остановки такого вибровозбудителя он будет переходить через промежуточные резонансы, что приведет к возникновению динамических нагрузок на подшипники. Известно, что эти нагрузки на порядок и больше превышают нагрузку в устоявшемся колебательном движении.

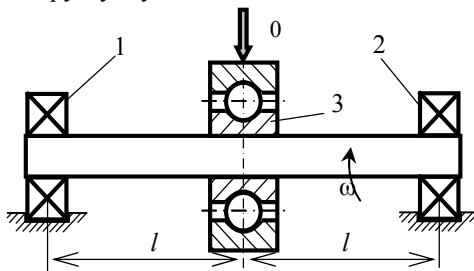


Рисунок 1 – Нагружение вала через центральный подшипник

На рисунке 2 изображена принципиальная схема управляемого дебалансного вибровозбудителя. На валу, что находится в подшипниках 1 и 2, закреплен неподвижный дебаланс 3 и установлено два подвижных дебаланса 4. Во время пуска подвижные дебалансы, статический момент каждого из которых

в 2 раза меньше статического момента неподвижного, занимают диаметрально противоположное положение относительно неподвижного дебаланса. Суммарный статический момент подвижных частей равняется нулю. Система динамически уравновешена. После выхода в режим с помощью механизма управления подвижные дебалансы перемещаются в противоположных направлениях вдоль вала и поворачиваются на угол θ относительно неподвижного дебаланса. Статический момент изменяется от нуля до максимального значения согласно зависимости

$$S = 2me \sin \frac{\theta}{2}, \quad (4)$$

где m – масса одного неподвижного или двух подвижных дебалансов; e – эксцентриситет дебалансов.

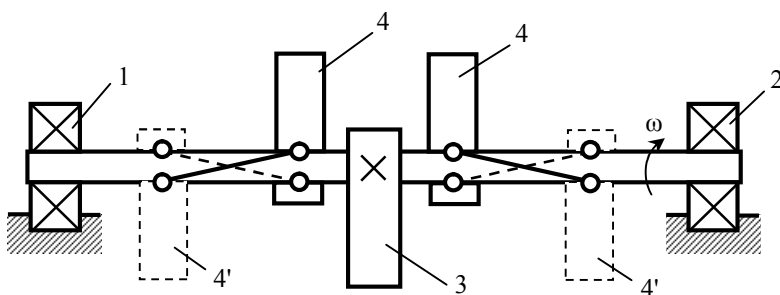


Рисунок 2 – Схема нагружения вала управляемыми дебалансами

Подвижные дебалансы соединяются с дебалансным валом с помощью шпоновых шпонок, которые могут перекаатываться по винтовым канавкам на дебалансном валу. Изменяя угол θ на определенную величину, меняем и центробежную силу Φ дебалансов в соответствии с зависимостью (2). Отметим, что изменяется только сила Φ . Масса вращающихся частей устройства, не изменяется, вентиляторное сопротивление не изменяется, неуправляемых переходов через промежуточные резонансы не происходит. Исследуемые подшипники 1 и 2 воспринимают постоянные нагрузки кроме силы Φ . Разница между мощностью, что потребляет приводной двигатель при определенном значении силы Φ и в динамически уравновешенном состоянии, соответствует мощности, которая расходуется на преодоление сопротивления в подшипниках (1). А это позволяет определять по зависимости (3) значения коэффициента сопротивления качению $f_{тр}$ подшипника в зависимости от нагрузки Φ на подшипник.

Отметим, что описанное устройство позволяет исследовать не только влияние нагрузки в виде центробежной силы Φ дебалансов на величину коэффициента f , но и влияние различных сред, обрабатываемых на вибротехнике, и технологических параметров вибротехники (амплитуды и частоты колебаний).

Экспериментальная установка представляла собой вибрационную машину с управляемым дебалансным возбудителем колебаний, позволяющим плавно на ходу изменять статический момент массы дебалансов от нуля до заданного значения. В качестве приводного двигателя использовался двигатель постоянного тока СЛ-661 номинальной мощностью 230 Вт. Мощность двигателя в экспериментах изменялась путем изменения величины фазного напряжения. Исследования проводились при значениях напряжения 100, 90, 80 и 70 В. При этом измерялись: частота вращения дебалансного вала, потребляемая мощность и амплитуда колебаний рабочего органа. Эти параметры исследовались на машине без контейнера, с пустым контейнером, загруженным песком массой 5, 8, 10 и 12 кг.

На рисунке 3 приведены некоторые результаты исследования частоты вращения ω дебалансного вала в зависимости от величины статического момента S дебалансов при различных напряжениях, на рисунке 4 – зависимость потребляемой мощности от величины статического момента. В обоих случаях машина работала без контейнера. Можно отметить, что угловая скорость вращения дебалансного вала во всех случаях снижается до значения, соответствующего статическому моменту $S = (0,5 \dots 0,7)S_{\max}$, а затем стабилизируется. Падение частоты вращения составляет 4–8 % от первоначального значения. Что же касается потребляемой мощности, то она после стабилизации частоты вращения продолжает расти с ростом статического момента. При этом интенсивность роста мощности после стабилизации частоты вращения несколько ниже, чем на начальном участке графика. Снижение интенсивности роста потребляемой мощности зависит от величины напряжения, т. е. от мощности приводного двигателя.

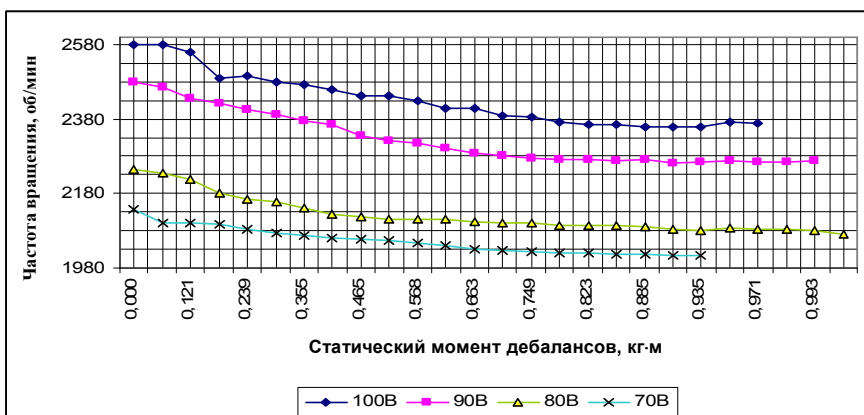


Рисунок 3 – Зависимость угловой скорости от величины статического момента дебалансов.

Чтобы описать влияние контейнера и его загрузки в виде песка разной массы были построены графики зависимостей при напряжении 70 В, которые приведены на рисунках 5 и 6. Линии графиков угловой скорости дебалансного вала (рисунок 5) в машине без контейнера и с пустым контейнером практически параллельны. Это указывает на незначительное влияние самого контейнера на динамику вибрационной машины, что сказывается в том, что в машине с контейнером угловая скорость не стабилизируется, а продолжает падать при увеличении статического момента дебалансов.

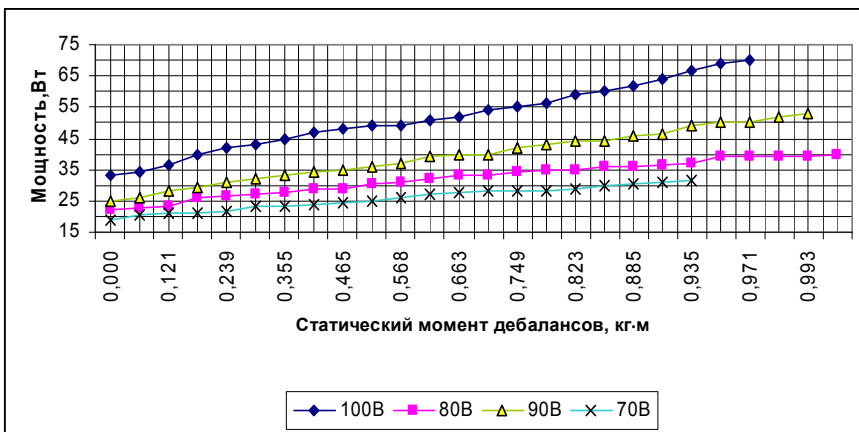


Рисунок 4 – Зависимость потребляемой мощности от величины статического момента дебалансов

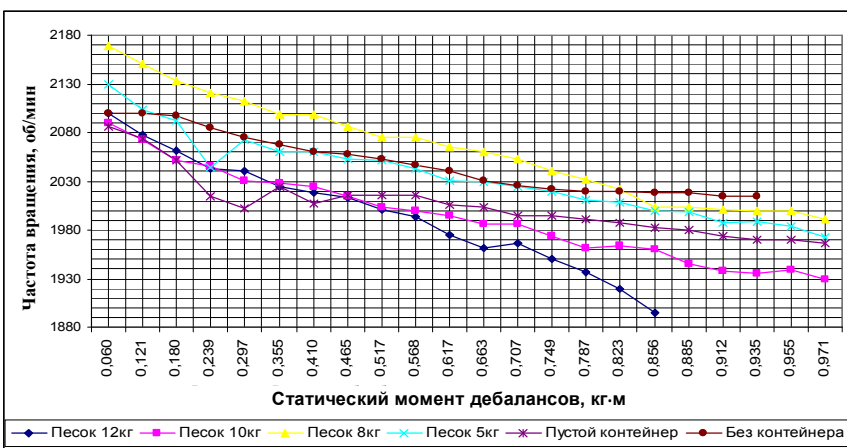


Рисунок 5 – Влияние обрабатываемой среды на падение угловой скорости

Что же касается влияния обрабатываемой среды, то оно выражается в повышении интенсивности падения угловой скорости. При этом интенсивность возрастает с ростом величины статического момента масс дебалансов и амплитуды колебаний контейнера вместе с обрабатываемой средой. Масса обрабатываемой среды до 10 кг практически одинаково влияют на динамику машины. Дальнейшее увеличение массы вызывает резкое увеличение интенсивности падения угловой скорости. Аналогичная ситуация наблюдается и с потребляемой мощностью.

Не вполне понятны графики потребления мощности (рисунок 6) машины с песком в контейнере при массе последнего 8, 10 кг.

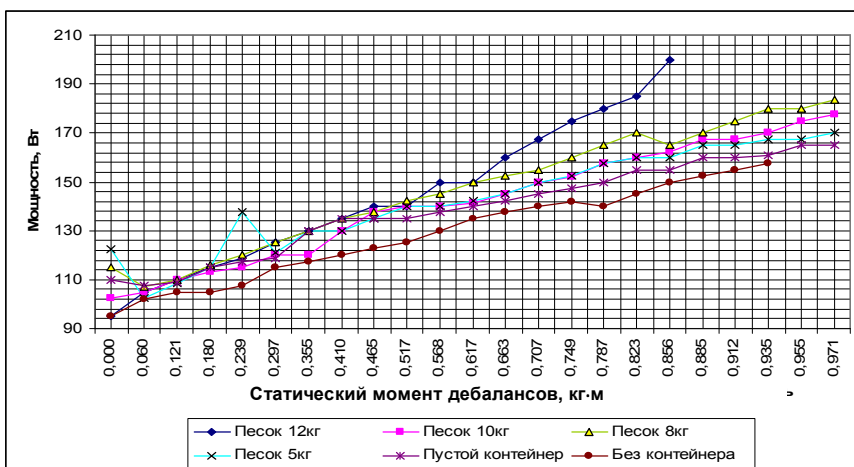


Рисунок 6 – Влияние обрабатываемой среды на потребляемую мощность

В первом случае потребляемая мощность выше, чем во втором, а в случае обрабатываемой среды массой 12 кг наблюдается резкое увеличение потребляемой мощности практически с того же момента, что и при исследовании падения угловой скорости.

Результаты, полученные экспериментально, порождают много вопросов. Очевидно одно, исследование коэффициента сопротивления в подшипниках дебалансного вала – задача важная, сложная и актуальная. Ее разрешение позволит продвинуться в понимании энергетического баланса вибрационных машин и будет способствовать созданию более совершенной вибрационной техники.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Нарышкина, В. Н. Подшипники качения / В. Н.Нарышкина, Р. В. Коросташевского : справочник-каталог. – М. : Машиностроение, 1984. – 280 с.

2 **Костенко, Н. И.** Исследование угловой скорости вращения дебалансного вала вибровозбудителя / Н. И. Костенко, Л. М. Осина, Л. И. Сердюк // Вибрации в технике и технологиях. – 2000. – № 1. – С. 48–51.

3 **Пісковий, С. С.** Про вибір параметрів оптимізації момента опору підшипників кочення у вібромашинах / С. С. Пісковий // Галузеве машинобудування, будівництво. Зб. наук. пр. – Вип. 14. – Полтава ПНТУ ім. Ю. Кондратюка – 2004. – С.15–16.

4 **Сердюк, Л. И.** К определению коэффициента сопротивления качению в подшипниках дебалансного вала / Л. И. Сердюк, С. С. Песковой // Вопросы вибрационной технологии. – Ростов н/Д : Издательский центр ДГТУ, 2006. – С. 169–172.

L. I. SERDJUK, S. S. PESKOVOJ

RESEARCH OF LOAD AND ROLLING RESISTANCE IN BEARINGS OF SHAKE-OUT MACHINES UNBALANCE SHAFT EFFECT

In paper the rolling resistance in bearings of vibromachine unbalance shaft definition approach is introduced. Some results of the use of the given approach are presented.

Получено 26.09.2008

ISBN 978-985-468-565-6. Механика. Научные исследования и учебно-методические разработки. Вып. 3. Гомель, 2009

УДК 624.072.21.7

Е. А. СИГАЙ, А. А. СИЛЬЧЕНКО, О. В. КОЗУНОВА

Белорусский государственный университет транспорта, Гомель

ВАРИАЦИОННО-РАЗНОСТНЫЙ ПОДХОД К НЕЛИНЕЙНОМУ РАСЧЕТУ ФУНДАМЕНТНЫХ ПЛИТ НА СЛОИСТЫХ ОСНОВАНИЯХ

Рассматривается вариационно-разностный подход (плоская деформация) к расчету фундаментных плит на физически нелинейном слоистом грунтовом основании со слабым слоем. Использована модель упругого слоя конечной толщины с секущим модулем деформации, изменяющимся по нелинейному закону. Применен метод упругих решений в области малых упруго-пластических деформаций. Приведены результаты численных расчетов, выполненных с помощью программного пакета Mathematica 6.0.

Слоистое основание: выбор модели и метода расчета. В силу природных особенностей ландшафта Республики Беларусь реальные грунтовые основания сложены как «многослойный пирог». Поэтому их можно рассматривать как неоднородные (*слоистые*) основания. Их неоднородность усиливает