

ИГОРЬ ПЕТРОВИЧ ФАДДЕЕВ

СССР*

Дисперсность эрозионноопасных потоков капель в осевом зазоре влажнопаровой осевой ступени ЧНД турбины

Рабочие лопатки влажнопаровых ступеней во время эксплуатации изнашиваются неравномерно по высоте ступени. Наибольшей эрозии подвержены входные кромки периферийных сечений. Сильная эрозия наблюдается на выпуклой стороне входных кромок, подверженных воздействию капельно-пленочной влаги, текущей по периферийному обводу проточной части. Как показали многочисленные эксперименты на струеударных машинах, эрозионная потеря металла образцов среди прочих параметров в сильной степени зависит от массы воздействующей влаги и числа ударов капель об изнашиваемую поверхность [1, 2]. Следовательно, при оценке эрозии рабочих лопаток последних ступеней ЧНД влажнопаровых турбин необходимо выделить основные эрозионноопасные потоки и определить массу и число капель воздействующей на образец или деталь капельной влаги.

Поступающая из сопловых каналов капельная влага имеет в осевом зазоре турбинной ступени ряд характерных крупнодисперсных потоков. Основными эрозионноопасными потоками являются:

а) по высоте ступени — периферийный, образованный из пленочной влаги, текущей по периферийному обводу проточной части; концентрированный поток в области верхнего вторичного вихревого шнура; потоки капель на уровне периферийных обводов впереди стоящих ступеней; в следах бандажных и связующих проволок,

б) по шагу соплового канала — кромочный поток в закрюченных следах сопловых лопаток; рикошетирующий поток, образующийся при касательном ударе капель о скругленные кромки рабочих лопаток; поток отраженных вторичных капель, отлетевших против потока пара в осевой зазор при ударе о выпуклую поверхность входной кромки; поток капель, сорванный с гребней капиллярных волн, движущихся по поверхности пленочной влаги на профильных поверхностях сопловых каналов.

Долно указанных потоков влаги можно с достаточной для оценочных расчетов точностью определить коэффициентами интенсивности k_1 , k_2 и т. д. Величину ука-

* Ленинградский политехнический институт. Кафедра турбиностроения, Ленинград.

занных коэффициентов можно оценить с помощью опытных данных, полученных в ЛПИ, МЭИ, ЦКТИ, на ХТГЗ, ЛМЗ, КТЗ, УТМЗ.

Как показали результаты многочисленных обследований турбин, долгое время находившихся в эксплуатации на электростанциях [3], наиболее опасным эрозионным потоком в осевом зазоре турбинной ступени из указанных выше потоков по высоте ступени является периферийный капельно-плечный поток, воздействующий на выпуклую поверхность входной кромки рабочей лопатки по высоте от верхнего конца $\Delta l = 0,1$.

Отраженные от выступающего в проточную часть обода диафрагмы капли и потоки влаги, сошедшие с периферии впереди стоящих ступеней, воздействуют по высоте входной кромки на длине $\Delta l = 0,4 - 0,5$ ниже сечения $0,9l$. Крупнодисперсный поток капельной влаги в области верхнего вторичного вихревого шнура оказывает эрозионное воздействие на входную кромку рабочей лопатки на длине $\sim 0,2l$ от периферийного конца.

Капельные потоки от влаги, сходящей с впереди стоящих влажнопаровых ступеней, ощущаются на рабочих лопатках последующих ступеней с подъемом эродированной зоны к горизонтальной линии в $5 - 10^\circ$. На рабочих лопатках последней ступени турбин ЛМЗ типа К-50, К-100 с длиной рабочей лопатки 665 мм была отмечена эрозия выходных кромок рабочих лопаток над средней бандажной связью в районе межпакетных разрывов трубчатых связей и соединительных муфт в середине пакета. Эрозия была вызвана потоками отраженных капель, ударившимися в торцевой срез и в край выступавшей над бандажной связью соединительной муфты.

В турбинах последних выпусков с разрезными демпферными бандажами наблюдалась эрозия у лопаток в канале с отогнутыми концами связи, где торцевой срез был направлен против капельного потока.

Капельные потоки по высоте ступени оказывают влияние на концентрацию влаги по шагу за сопловыми лопатками. Наиболее концентрированным эрозионноопасным потоком за сопловым каналом является кромочный капельный поток. Другим потоком, вызывающим повышенную эрозию в узкой зоне входной кромки рабочих лопаток, является рикошетирующий поток, образующийся при ударе влаги о входную скругленную поверхность рабочей лопатки и летящий в плоскости колеса. Этот поток капель вызывает сильную эрозию выступающих из общего ряда рабочих лопаток.

По опытным данным ЛПИ [4 - 7] в кромочном потоке содержится до 25 % влаги, проходящей через ступень в рассматриваемом сечении. Указанные данные получены на модельных лопатках. В натурных ступенях с естественным образованием влаги можно ожидать меньшие значения концентрации влаги - до 10 - 15 %. Следовательно, в кромочном следе разгоняется $\Delta G = \kappa_1 y_0 G \cdot f(\Delta l)$ количество влаги, где $\kappa_1 = 0,1 - 0,25$, y_0 — влажность перед ступенью на ее среднем диаметре, G — расход пара через ступень, $f(\Delta l)$ — функция, учитывающая влажность в рассматриваемом сечении по высоте ступени. Оценка распределения влажности по высоте ступени может быть выполнена с помощью Г-образной кривой распределения влажности по высоте ступени [5,12] (рис. 1). Для оценки воздействия эрозионноопасной влаги кромочных потоков в отдельных сечениях по высоте ступени площадь между кри-

вой распределения влажности и осью ординат заменяется равновеликой площадью прямоугольников. Количество влаги кромочного следа, воздействующее на сечения рабочей лопатки, пропорционально объему кольца, полученного от вращения вокруг оси ступени каждого вписанного в кривую распределения влаги прямоугольника, т.е. $\Delta G_i = 2\pi r_i y_i G_i \Delta l_i$. Если сумма объемов, полученная от вращения всех

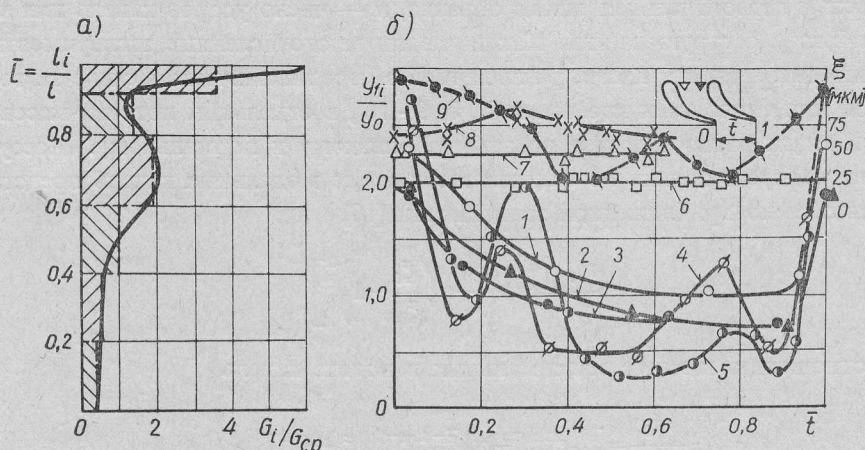


Рис. 1. Распределение влажности за сопловым аппаратом по высоте турбинной осевой ступени (а) и дисперсность влаги по шагу соплового канала (б).

1-3 — опыты ЛПИ при $y_0 = 3; 6,5; 8\%$, 4, 5 — опыты МЭИ при $y_0 = 5,4; 5\%$, 6 — исходные и отраженные капли, 7, 8 — капли, сорванные с поверхности пленки, 9 — модальные капли

прямоугольников, равна величине $\sum_{i=1}^i 2\pi r_i y_i \Delta l_i$ и пропорциональна общему количеству влаги за сопловым аппаратом $G_1 = y_1 G$, то доля влаги, текущая в пленке по профильным поверхностям сопловых лопаток, а затем в кромочных следах сопел в любом кольце высотой Δl_i , равна $r_i y_i \Delta l_i / \sum_{i=1}^i r_i y_i \Delta l_i = 2\pi r_i y_i G_i \Delta l_i / G_1$. Аналогичным образом могут быть оценены доли крупнодисперсной влаги, выносимой из соплового аппарата в осевой зазор турбинной ступени от других потоков.

По опытам ЛПИ [7] и МЭИ [8] (рис. 16), характеризующим распределение и дисперсность влажности по шагу соплового канала, можно провести оценку коэффициентов интенсивности потоков по шагу. Измерения влажности в ЛПИ производилось электрокалориметром с диаметром заборника 5 мм, поэтому кривые изменения влажности по шагу более сглажены. В МЭИ влажность измерялась методом отпечатков. На кривых измерения влажности были выявлены пики влажности в районе $(0,2 - 0,4)\bar{t}$ и $(0,6 - 0,85)\bar{t}$ по шагу соплового канала. Указанные пики содержат соответственно у вогнутой и выпуклой стороны за сопловой лопаткой около 0,3 и 0,2 влаги, распределенной по шагу, т.е. $\kappa_2 = 0,3$, $\kappa_3 = 0,2$. Однако данная влага движется в зоне высоких скоростей пара, поэтому капли указанных потоков будут разгоняться до больших абсолютных скоростей. С эрозионной стороны эти капли менее опасны, чем капли, например, кромочного потока, а также периферийного

и рикошетирующего потоков. Долю последнего потока можно оценить коэффициентом интенсивности $\kappa_4 = 0,001 z$, где z — число рабочих лопаток.

Для использования в расчетах турбинных лопаток на эрозию экспериментальных данных, полученных на струеударных машинах, важно оценить количество и дисперсность капель в потоках. Часто опытные данные по износу образцов (уменьшение массы образца) получают в виде кривых $\Delta G_{об}/G_{об} = f(n)$, где $\Delta G_{об}$ и $G_{об}$ — потеря массы и первоначальная масса образца, n — число ударов капель или число ударов образца о струю капель. Как показали многочисленные эксперименты по измерению дисперсности влаги, распыленной в аэродинамическом следе за тонкой пластиной или сопловыми кромками [5, 8, 9 - 11], в отдельных потоках масса распыленной влаги распределяется по закону, близкому к нормальному. Массу i -го диапазона радиусов капель по отношению к массе модальных капель представим изменяющейся по приближенной зависимости [10]

$$\frac{m_i}{m_M} = \exp \left[-\pi \left(\frac{\xi_i}{\xi_M} - 1 \right)^2 \right] \quad (1)$$

или по отношению к массе максимальных в потоке капель

$$\frac{m_i}{m_{\max}} = \bar{\xi}_M^3 \exp \left[-\pi \left(\bar{\xi}_M^{-1} \xi_i - 1 \right)^2 \right], \quad (2)$$

где $\bar{\xi}_M = \xi_M / \xi_{\max}$. Для случая симметричного распределения по массе справедливо $\xi_{\max} = 2\xi_M$. Тогда (2) преобразуется в соотношение

$$\frac{m_i}{m_{\max}} = 0,125 \exp \left[-\pi \left(\frac{2\xi_i}{\xi_{\max}} - 1 \right)^2 \right]. \quad (3)$$

Радиус максимальной капли, исходя из критической величины критерия Вебера, равной 14, определится по формуле

$$\xi_{\max} = 7\sigma\rho^{-1} |\vec{v}|^{-2}, \quad (4)$$

где $\vec{v} = \vec{c} - \vec{c}'$ — вектор относительной скорости капли в потоке пара. Для кромочного потока векторы скорости пара и капель можно принять коллинеарными, σ — коэффициент поверхностного натяжения.

После подстановки (4) в (3) получим

$$\frac{m_i}{m_{\max}} = 0,125 \exp \left[-\pi (0,286\sigma^{-1}\rho |\vec{v}|^2 \xi_i - 1)^2 \right],$$

где σ — Н/м, ρ — кг/м³, v — м/с, ξ_i — м.

Для расчетов результаты экспериментов по дисперсности капель, определенные в виде (1), часто необходимо представить в виде массовых долей капель, отнесенных к суммарной массе влаги

$$\frac{m_i}{\sum_{i=1}^{i_{\max}} m_i} = \frac{m_i}{k_i y_i G}. \quad \text{Формулу пересчета можно получить}$$

из очевидных соотношений

$$\frac{m_i}{\sum_{i=1}^{i_{\max}} m_i} = \left(\frac{m_1}{m_M} + \frac{m_2}{m_M} + \dots + 1 + \dots + \frac{m_{\max}}{m_M} \right)^{-1} \frac{m_i}{m_M}. \quad (5)$$

При пересчете на массовые доли, отнесенные к доле модальных капель, может быть использована формула

$$\frac{m_i}{m_M} = \left(\frac{m_i}{\sum_{i=1}^{i_{\max}} m_i} \right) \left(\frac{m_M}{\sum_{i=1}^{i_{\max}} m_i} \right)^{-1}. \quad (6)$$

Для расчетов на эрозию необходимо по массовым долям влаги определить число капель. В долях от числа модальных капель число капель i -го радиуса равно

$$\frac{n_i}{n_M} = \left(\frac{m_i}{\sum_{i=1}^{i_{\max}} m_i} \right) \left(\frac{\xi_i}{\xi_M} \right)^{-3} \left(\frac{m_M}{\sum_{i=1}^{i_{\max}} m_i} \right)^{-1}. \quad (7)$$

При пересчете числа капель по известным долям n_i/n_M в доли от суммарного количества капель можно воспользоваться формулой

$$\frac{n_i}{\sum_{i=1}^{i_{\max}} n_i} = \left(\frac{n_i}{n_M} \right) \left(\frac{n_1}{n_M} + \frac{n_2}{n_M} + \dots + 1 + \dots + \frac{n_{\max}}{n_M} \right)^{-1}. \quad (8)$$

Для иллюстрации приведенных формул воспользуемся некоторыми опытными данными по дисперсности влаги за рабочим колесом или сопловым аппаратом.

По опытам КТЗ [13] была получена зависимость $n_i/\sum_{i=1}^{i_{\max}} n_i = f(\xi_i)$ в периферийном сечении за рабочим колесом последней ступени экспериментальной турбины для работы с включенной и отключенной системой внутриканальной сепарации (рис. 2). По (4) размер максимальной капли для параметров пара за ступенью равен 40 мкм, что достаточно близко к измеренной ~42 мкм. Далее по (1) производится расчет величин m_i/m_M с выбором величины модальной капли, равной половине радиуса максимальной капли. Можно по (2), (3) определить доли $m_i/m_{\max}$. Затем по (5) с помощью долей m_i/m_M определим доли $m_i/\sum_{i=1}^{i_{\max}} m_i$, и по (7), (8) найдем доли n_i/n_M и $n_i/\sum_{i=1}^{i_{\max}} n_i$.

Для включенной системы внутриканальной сепарации размер максимальной капли [14] был принят в наших расчетах равным половине радиуса максимальной капли с включенной системой сепарации. Расчет долей количества капель велся аналогично вышеизложенному. Результаты расчета представлены на рис. 2. Сравнение расчетных данных с опытными показало хорошее совпадение.

В работе [8] были приведены опытные данные по долям $m_i / \sum_{i=1}^{i_{\max}} m_i$ и $n_i / \sum_{i=1}^{i_{\max}} n_i$ для ядра потока за плоской сопловой решеткой (рис. 3). Для проверки применимости приведенных в статье формул по (6) были найдены доли m_i / m_M , затем по (5) проведен пересчет на доли $m_i / \sum_{i=1}^{i_{\max}} m_i$. Далее по (7), (8) определены доли n_i / n_M и $n_i / \sum_{i=1}^{i_{\max}} n_i$. Сравнение результатов расчетов и экспериментов и в этом случае дало хорошие

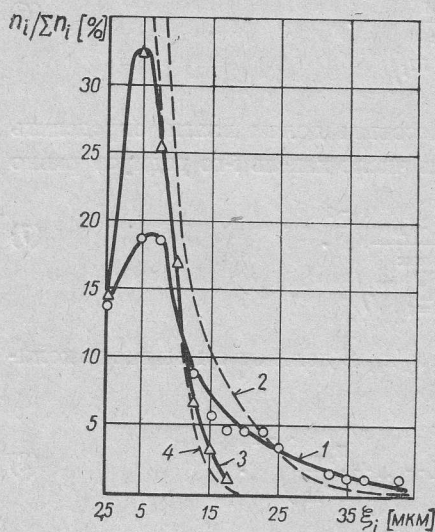


Рис. 2. Сравнение экспериментальных данных КТЗ [13] и результатов расчетов дисперсности влаги за рабочим колесом в периферийном сечении. $P_2=0,3$ МПа; $y_0=8\%$; $u/C_0=0,6$; $u=200$ м/с; $G_{отс}/G=0,015$

1 — опыты без отсоса, 2 — расчет по (8), 3 — опыты с отсосом, 4 — расчет по (8)

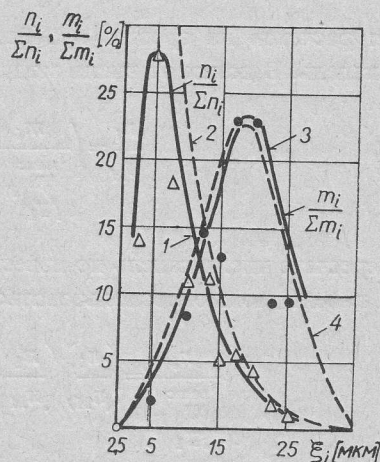


Рис. 3. Сравнение экспериментов МЭИ [8] и результатов расчетов дисперсности жидкой фазы в ядре потока за плоской решеткой профилей. $M_{e1}=0,66$

1, 3 — опытные данные, 2, 4 — расчет по (8)

результаты, что показывает правильность заложенных в формулы теоретических предпосылок. Следует отметить только несовпадение результатов расчетов и опытов в мелкодисперсной части спектра капель, которая для расчетов на эрозию не существенна. Можно предположить, что при измерении дисперсности мелкие капли радиусом менее 5 мкм улавливаются на предметное измерительное стекло не все. Поэтому в диапазоне радиусов капель размером менее 5 мкм наблюдается расхождение результатов расчетов и опытов.

Выводы

1. Наиболее сильная эрозия входных кромок рабочих лопаток последних ступеней ЧНД конденсационных турбин наблюдается у периферии и вызывается пле-

ночно-капельными потоками влаги на длине $(0,4 - 0,5) \bar{l}$ от периферийного сечения рабочей лопатки.

2. Интенсивность воздействия на входную кромку рабочих лопаток эрозионно-опасных потоков капель можно оценить с помощью эмпирических коэффициентов K_1 , K_2 и т.д.

3. Количество и дисперсность капель в отдельных потоках может быть определена расчетным путем по предложенным формулам (1) - (8). Сравнение результатов расчетов с данными экспериментов дает хорошее совпадение, что подтверждает правильность предпосылок, заложенных в предложенные формулы.

Литература

- [1] Б. С. Дорогов, *Эрозия лопаток в паровых турбинах*. „Энергия”, Москва 1965.
- [2] В. В. Фомин, *Гидроэрозия металлов*. „Машиностроение”, Москва 1966.
- [3] И. П. Фаддеев, *Эрозионный износ лопаток осевых турбинных ступеней*. Сб. докладов 5-ой Общегосударственной конференции по паровым турбинам большой мощности, „Шкода”, Пльзень 1972.
- [4] И. П. Фаддеев, *Эрозионный износ лопаток осевых влажнопаровых турбинных ступеней*. Праце ИМП ПАН, т. 57, 1971.
- [5] И. И. Кириллов, И. П. Фаддеев, *Эрозионный износ лопаток турбин, работающих на влажном паре*. „Теплоэнергетика”, № 9, 1971.
- [6] И. И. Кириллов, Б. В. Наумчик, А. И. Носовицкий, А. Л. Шубенко, *Исследование влагоудаления на моделях последних ступеней мощных паровых турбин*. Труды ЛПИ, № 310, „Машиностроение”, 1969.
- [7] И. И. Кириллов, И. П. Фаддеев, Х. Х. Циглер, *Исследование плоских решеток сопловых лопаток на влажном паре*. „Энергомашиностроение”, № 6, 1968.
- [8] М. Е. Дейч, Ю. И. Абрамов, В. И. Глушков, *О механизме движения влаги в сопловых каналах турбин*. „Теплоэнергетика”, № 11, 1970.
- [9] J. Krzyżanowski, *Wybrane zagadnienia ruchu fazy ciekłej w stopniu turbiny kondensacyjnej*. PWN, Warszawa-Poznań 1969.
- [10] С. М. Базаров, Т. М. Зильбер, Ю. Ф. Косяк, Ю. В. Нахман, *Спектр размеров капель крупнодисперсной влаги за турбинной ступенью с большими окружными скоростями рабочих лопаток*. „Энергомашиностроение”, № 12, 1970.
- [11] И. И. Кириллов, И. П. Фаддеев, Х. Х. Циглер, *Экспериментальное исследование плоских решеток турбинных профилей на влажном паре*. „Известия ВУЗов-Энергетика”, № 5, 1966.
- [12] И. И. Кириллов, *Теория турбомашин*. „Машиностроение”, Ленинград 1972.
- [13] В. И. Кирюхин, В. В. Пряхин, В. И. Дикарев, В. В. Иванов, *Исследование эффективности сепараторов влаги многоступенчатых турбин*. „Теплоэнергетика”, № 6, 1973.
- [14] Г. А. Филиппов, В. В. Пряхин, О. А. Поваров, *Исследования и расчеты турбин влажного пара*. „Энергия”, Москва 1973.

Dyspersyjność strumieni kropeł stwarzających zagrożenie erozyjne w szczelinie osiowej stopnia osiowego pracującego w parze wilgotnej w części niskoprężnej turbiny

Streszczenie

Niszczenie erozyjne łopatek wirnikowych stopni pracujących w parze wilgotnej następuje przede wszystkim u wierzchołków łopatek na stronie wypukłej krawędzi wlotowych. Erozja następuje pod wpływem uderzeń kropeł o dużych średnicach, pochodzących od różnych strumieni tworzących się w kanałach dyszowych stopnia lub na łopatkach wirnikowych stopni poprzedzających.

Przystępując do obliczeń erozyjnych stopnia należy przede wszystkim ocenić intensywność i dyspersyjność strumieni mogących powodować zniszczenie erozyjne. Intensywność można ocenić na podstawie doświadczalnych współczynników k_1 , k_2 , k_3 itd. Także na podstawie współczynników doświadczalnych można dokonać oceny rozkładów dyspersyjności i intensywności strumieni kropeł wzdłuż podziałki kanałów dyszowych.

Ocenę ubytków masy metalu łopatek roboczych podczas eksploatacji można dokonać na podstawie danych doświadczalnych o ubytkach próbek, otrzymane z badań w strudze i na stanowisku do badań erozyjnych, działającym na zasadzie uderzeń kropelowych. Dla przeprowadzenia odpowiednich obliczeń konieczna jest znajomość wzorów przeliczeniowych dla określania względnej ilości uderzeń kropeł o różnym stopniu dyspersyjności. Nieodzowne zależności obliczeniowe wyprowadzono wychodząc z normalnego prawa rozkładu wilgotności w różnych strumieniach mogących spowodować zniszczenia erozyjne. Przeprowadzono porównanie wyników obliczeń, na podstawie zaproponowanych wzorów dla określania liczby kropeł w całym widmie dyspersyjności, od kropli największych do kropli o promieniu do $5\text{ }\mu\text{m}$, z wynikami doświadczeń MEI i KTZ. Porównanie wykazało dobrą zgodność, co wskazuje na prawidłowość założeń teoretycznych poczynionych przy wyprowadzaniu wzorów.

Dispersion of the Erosion-Threatening Droplet Streams in an Axial Gap of a Wet-Steam L.P. Turbine Stage

Summary

The erosion damage to the rotor blades of wet-steam stages occurs usually on the convex side of the inlet edge. Erosion is caused by the large droplets originating from various streams formed in the nozzles of the stage or on the rotor blades of preceding stages.

In order to predict the erosion-threat over the stage, intensity and dispersion of the droplet streams must be evaluated. This may be done by taking advantage of numerous experimental data and estimating the intensity of the streams by use of experimental coefficients k_1 , k_2 , k_3 etc. Dispersion and intensity of the droplet streams along a nozzle channel may be also estimated.

Experimental data obtained in model wear research carried out with jets and special erosion devices may be used to determine the time-dependent mass losses of rotor blades. The formulae expressing the relative number of droplet blows of various dispersion are there necessary. These formulae have been derived on the basis of a normal distribution of wetness in various erosion streams. The results obtained from the formulae for determining the droplets number in the wide range of dispersion (from maximal droplets up to those of $5\text{ }\mu\text{m}$ in diameter) have been compared with the experimental data of the MEI (the Moscow Institute of Energy) and the KTZ (the Kaluga Turbine Works). The comparison showed a good agreement which confirms correctness of the theoretical assumptions.